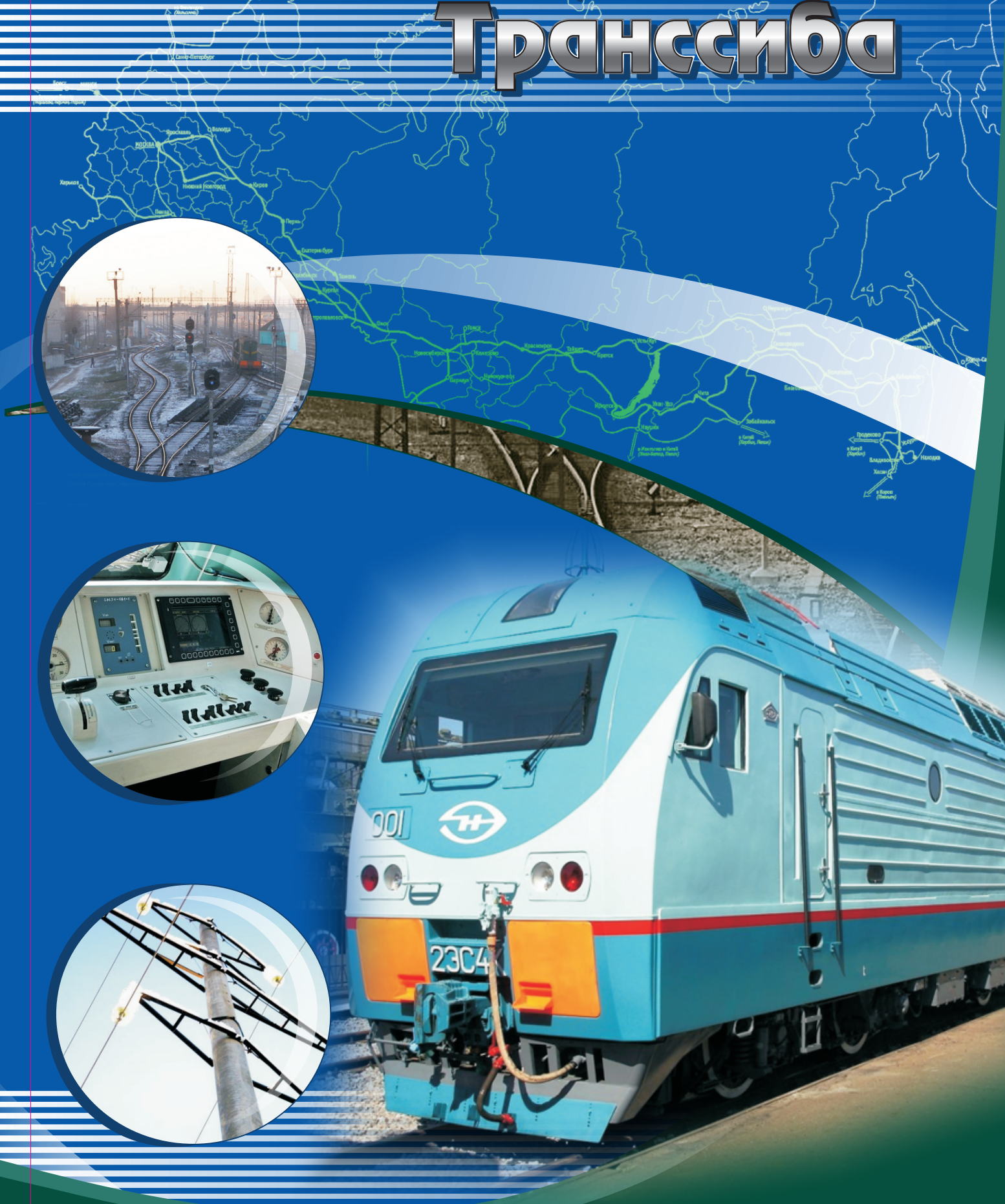
ISSN 2220-4245

научно-технический журнал

ИЗВЕСТИЯ Транссиба

№ 4(16)
2013



ИЗВЕСТИЯ Транссиба
научно-технический журнал

№ 4(16)
2013

Периодичность - 4 выпуска в год

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ ЖУРНАЛА

1. Галиев Ильхам Исламович – главный редактор, президент ОмГУПСа, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки и техники РФ.
2. Шантаренко Сергей Георгиевич – зам. главного редактора, проректор по научной работе ОмГУПСа, д.т.н., доцент.
3. Черемисин Василий Титович – зам. главного редактора, директор НИИЭ ОмГУПСа, д.т.н., профессор.
4. Берндт Томас – доктор, профессор Эрфуртского университета прикладных наук, факультета бизнеса, логистики и транспорта (Эрфурт, Германия).
5. Бирюков Виталий Васильевич – проректор по научной работе СибАДИ, д.э.н., профессор (Омск).
6. Бокарев Сергей Александрович – проректор по научной работе СГУПСа, д.т.н., профессор (Новосибирск).
7. Глинка Тадеуш – доктор, профессор Силезского университета (Катовицы, Польша).
8. Каргапольцев Сергей Константинович – проректор по научной работе ИрГУПСа, д.т.н., профессор (Иркутск).
9. Косарев Александр Борисович – зам. генерального директора ОАО «ВНИИЖТ», д.т.н., профессор (Москва).
10. Косых Анатолий Владимирович – проректор по научной работе ОмГТУ, д.т.н., профессор (Омск).
11. Лю Цзянкун – доктор, профессор Пекинского транспортного университета, Школа строительства и архитектуры (Пекин, Китай).
12. Наек Вячеслав – профессор, инженер Брненского технического университета (Брно, Чехия).
13. Серенко Андрей Федорович – проректор по научной работе ДВГУПСа, д.т.н., профессор (Хабаровск).
14. Солоненко Владимир Гельевич – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Вагоны» КазАТК (Алматы, Республика Казахстан).
15. Файзибаев Шерзод Сабирович – проректор по научной работе ТашИИТа, д.т.н., профессор (Ташкент, Республика Узбекистан).
16. Чугуй Юрий Васильевич – директор Конструкторско-технологического института научного приборостроения СО РАН, д.т.н., профессор, заслуженный деятель науки РФ (Новосибирск).

EDITORIAL BOARD

1. Galiev Ilkham Islamovich – chief editor, the president of OSTU, D. Sc., professor, the honored worker of science and engineering of the Russian Federation (Omsk, Russia).
2. Shantarenko Sergey Georgievich – deputy chief editor, vice-rector for research of OSTU, D. Sc., associate professor (Omsk, Russia).
3. Cheremisin Vasily Titovich – deputy chief editor, director of SRIE OSTU, D. Sc., professor (Omsk, Russia).
4. Berndt Thomas – Dr., professor of University of applied sciences Erfurt, faculty of business, logistics and transport (Erfurt, Germany).
5. Biryukov Vitaly Vasilyevich – vice-rector for research of SibADI, D. Sc., professor (Omsk, Russia).
6. Bokaryov Sergey Aleksandrovich – vice-rector for research of SSTU, D. Sc., professor (Novosibirsk, Russia).
7. Glinka Tadeusz – Ph. D., professor of University of Silesia (Katowice, Polish).
8. Kargapoltsev Sergei Konstantinovich – vice-rector for research of ISTU, D. Sc., professor (Irkutsk, Russia).
9. Kosarev Aleksandr Borisovich – deputy of general director of JSC «VNIIZhT» (Railway Research Institute), D. Sc., professor (Moscow, Russia).
10. Kosih Anatoliy Vladimirovich – vice-rector for research of OmSTU, D. Sc., professor (Omsk, Russia).
11. Lei Junqing – Ph. D., professor of Beijing Jiaotong University, School of Civil Engineering and Architecture (Beijing, China).
12. Naek Vyacheslav – professsor, engineer of Brno University of Technology (Brno, Czech republic).
13. Serenko Andrew Fedorovich – vice-rector for research of FESTU, D. Sc., professor (Khabarovsk, Russia).
14. Solonenko Vladimir Gelyevich – D. Sc., professor, the leader of the department «Wagons» of KazATC (Almaty, Kazakhstan).
15. Fayzibaev Sherzod Sabirovich – vice-rector for research of TashIRE, D. Sc., professor (Tashkent, Uzbekistan).
16. Chuguy Yuri Vasilyevich – director of Technological design institute of scientific instrument engineering, Russian Academy of Sciences, professor, the honored worker of science of the Russian Federation (Novosibirsk, Russia).

Захаренко Елена Игоревна – ответственный секретарь (Омск).

СОДЕРЖАНИЕ

Подвижной состав железных дорог

Анисимов А. С., Сковородников Е. И., Чулков А. В. Вероятностная модель формирования режимов работы тепловозных дизель-генераторных установок в эксплуатации 2
Балагин О. В., Балагин Д. В. Математическая модель процесса нагрева топливного трубопровода высокого давления топливной аппаратуры тепловозных дизелей 9
Вельц Я. Я. Практика использования ультразвуковых технологий при ремонте подвижного состава 13
Елисеев С. В., Ермошенко Ю. В., Трофимов А. Н. Система вибрационной защиты оборудования на основе использования звеньев, преобразующих движение 18
Лысенко О. А., Хамитов Р. Н. Система стабилизации напора установок центробежных насосов со скалярным управлением частоты вращения асинхронного двигателя 25
Носырев Д. Я., Свечников А. А. Расчетно-экспериментальные исследования газовоздушной системы тепловозного дизеля 30
Сковородников Е. И., Михайлова Л. Ю. Диагностирование топливной аппаратуры тепловозных дизелей по анализу движения иглы форсунки 35
Смердин А. Н., Голубков А. С., Капралова М. А. Совершенствование аэродинамической подсистемы токоприемника 40
Шимохин А. В. Организация ремонта по фактическому состоянию буксовых узлов подвижного состава 45

Транспортная энергетика

Авилов В. Д., Москалев Ю. В., Писаренко С. А. Определение энергоемкости и мощности накопителя энергии для грузового электровоза постоянного тока 51
Бардушко В. Д. Формирование расчетных периодов имитационного моделирования работы системы тягового электроснабжения вероятностным методом 58
Пашкова И. В. Математическая модель для расчета нестационарных волновых процессов в контактных сетях системы тягового электроснабжения 63

Информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации

Петров В. В., Когут А. Т., Лаврухин А. А. Измерение сдвигов фаз в тяговых сетях переменного тока железнодорожного транспорта 69
Фирсанов К. А. Оценка возможности и точности восстановления отсчетов сигнала при неравномерной дискретизации в тракте аналого-цифрового преобразования коммуникационного оборудования, используемого на железнодорожном транспорте 77

Путь и искусственные сооружения

Краковский Ю. М., Лукьянов Д. А., Начигин А. В. Автоматизированный расчет показателей динамических рисков при наличии отказов технических средств 84
Скоркин В. Ф., Стефанов А. Б., Дубинин В. Г., Кайгородов А. Р. К вопросу испытания грунтов штампами при устройстве свайных фундаментов строящихся мостов 88
Суровин П. Г. Экспериментальное определение поперечных перемещений рельсов 94

Управление перевозочными процессами и безопасность движения поездов

Галиев И. И., Николаев В. А., Сергеев Б. Б., Самохвалов Е. А., Лукс Д. Ю. Влияние динамической нагруженности и дефектов роликов буксового подшипника на безопасность движения грузовых вагонов в эксплуатации 102
Псеровская Е. Д., Чуйкова О. Ю., Желдак К. В. Математическое моделирование изгибающих моментов при решении задач перевозки лесных грузов 110

Организация производства на транспорте

Аксенов В. А., Потапов П. Н., Завьялов А. М. Система управления профессиональными рисками как элемент повышения безопасности производственных процессов на транспорте 115

АННОТАЦИИ 124

Научно-технический журнал «Известия Транссиба»
Учредитель: Омский государственный университет путей сообщения
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35
Тел./факс: (3812) 31-13-44; e-mail: nauka@omgups.ru

УДК 621.436:629.424.1

А. С. Анисимов, Е. И. Сковородников, А. В. Чулков

ВЕРОЯТНОСТНАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Предлагается вероятностная модель формирования режимов нагрузки дизель-генераторной установки магистральных тепловозов с учетом мощности вспомогательных агрегатов в условиях их эксплуатации на примере тепловозов 2ТЭ10М.

Режимы работы дизель-генераторных установок (ДГУ) тепловозов определяются в основном условиями эксплуатации, которые в свою очередь зависят от многих случайных эксплуатационных факторов [1, 2].

Случайный характер изменения условий эксплуатации приводит к тому, что в каждый i-й момент времени τ_i дизель развивает индикаторную мощность N_i, величина которой также является случайной величиной. Иными словами, условия эксплуатации формируют распределение мощности и частоты вращения вала дизеля по позициям контроллера машиниста тепловоза. Использование средней величины мощности и частоты вращения коленчатого вала дизеля не достаточно объективно отражают фактическую загрузку ДГУ в эксплуатации и не дают возможности оценить влияние эксплуатационных факторов на экономичность работы дизельного подвижного состава, разработать организационные и технологические мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности эксплуатации магистральных и маневровых тепловозов.

Методику формирования эксплуатационных режимов работы тепловозов рассмотрим на примере работы ДГУ тепловоза 2ТЭ10М. Эффективная мощность дизеля N_e затрачивается на привод тягового генератора $N_{\text{ТГ}}$ (мощность, затраченная на тягу поезда) и привод вспомогательных агрегатов $N_{\text{ВА}}$, а именно: двухмашинного агрегата ($N_{\text{ДА}}$), вентиляторов охлаждения тяговых электродвигателей ($N_{\text{ВТД}}$), вентилятора охлаждения тягового генератора ($N_{\text{ВТГ}}$), тормозного компрессора ($N_{\text{К}}$), вентилятора шахты холодильника ($N_{\text{ВХ}}$) и др.

Таким образом,

$$N_e = N_{\text{ТГ}} + N_{\text{ВА}} = N_{\text{ДА}} + N_{\text{ВТД}} + N_{\text{К}} + N_{\text{ВХ}} + N_{\text{ВТГ}}. \quad (1)$$

В общем случае мощность на привод вспомогательного оборудования пропорциональна среднему эффективному давлению рабочего цикла дизеля на каждой позиции контроллера машиниста и для дизеля типа 10Д100 может быть рассчитана по соответствующим выражениям (рисунок 1):

$$N_{\text{ВХ}} = -0{,}16\text{П}_{\text{к}}^2 + 10{,}40\text{П}_{\text{к}} + 4{,}33; \quad (2)$$

$$N_{\text{К}} = -0{,}056\text{П}_{\text{к}}^2 + 3{,}66\text{П}_{\text{к}} + 1{,}52; \quad (3)$$

$$N_{\text{ВТГ}} = -0{,}024\text{П}_{\text{к}}^2 + 1{,}53\text{П}_{\text{к}} + 0{,}64; \quad (4)$$

$$N_{\text{ДА}} = -0{,}042\text{П}_{\text{к}}^2 + 2{,}715\text{П}_{\text{к}} + 1{,}12; \quad (5)$$

$$N_{\text{ВТД}} = -0{,}065\text{П}_{\text{к}}^2 + 4{,}245\text{П}_{\text{к}} + 1{,}76. \quad (6)$$

В условиях эксплуатации для каждой $к$-й позиции контроллера машиниста тепловоза возможны следующие j режимы работы: режим тяги, торможения, выбега и горячего простоя на перегоне перед запрещающими сигналами и на промежуточных станциях, когда тепловоз с поездом находится в ожидании скрещения или обгона. Реализация каждого j-го режима в условиях поездки возможна с соответствующими частотой α_j и сочетаниями нагрузок на дизель со стороны вспомогательного оборудования, представленными в таблице 1.

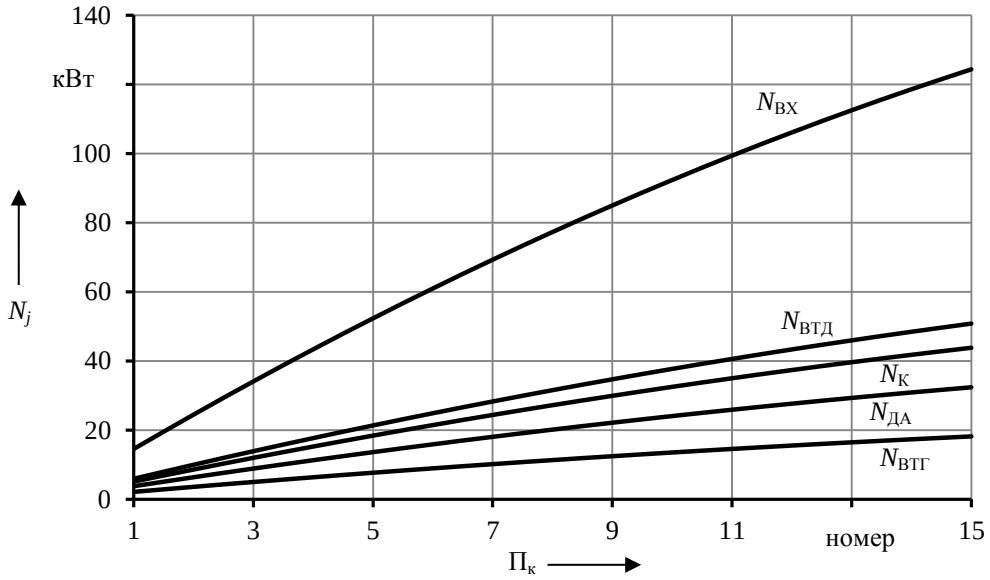


Рисунок 1 – Динамика изменения мощности на привод вспомогательного оборудования тепловоза ТЭ10М по позициям контроллера машиниста

Таблица 1 – Распределение нагрузки вспомогательного оборудования тепловоза в условиях поездной работы

Потребители энергии дизеля	Вероятность работы вспомогательного оборудования тепловоза при работе во главе поезда			
	режим 1	режим 2	режим 3	режим 4
Тяговый генератор $N_{ТГ}$	$P_{ТГ} = 1$	0	0	0
Двухмашинный агрегат $N_{ДА}$	$P_{ДА} = 1$	$P_{ДА} = 1$	$P_{ДА} = 1$	$P_{ДА} = 1$
Вентилятор главного генератора $N_{ВТГ}$	$P_{ВТГ} = 1$	$P_{ВТГ} = 1$	$P_{ВТГ} = 1$	$P_{ВТГ} = 1$
Вентилятор ТЭД $N_{ВТД}$	$P_{ВТД} = 1$	$P_{ВТД} = 1$	$P_{ВТД} = 1$	$P_{ВТД} = 1$
Тормозной компрессор $N_К$	$P_К = 0{,}4$	$P_К = 0{,}4$	$P_К = 0{,}3$	$P_К = 0{,}1$
Вентилятор шахты холодильника $N_{ВХ}$	$P_{ВХ} = 0{,}5$	$P_{ВХ} = 0{,}3$	$P_{ВХ} = 0{,}3$	$P_{ВХ} = 0{,}2$

Примечание:
режим 1 – режим тяги (работа дизеля под нагрузкой $\alpha_т$);
режим 2 – режим выбега (работа дизеля на холостом ходу $\alpha_в$);
режим 3 – режим торможение (работа дизеля на холостом ходу $\alpha_{тор}$);
режим 4 – режим горячего простоя на перегоне перед запрещающими сигналами и на промежуточных станциях $\alpha_{гп}$)

В зависимости от режима работы тепловоза изменяется доля времени работы вспомогательных агрегатов под нагрузкой, которая может быть представлена как вероятность того, что тот или иной агрегат в данный момент времени находится под нагрузкой.

Так, например, двухмашинный агрегат и вентиляторы охлаждения тяговых двигателей передней и задней тележке тепловоза и тягового генератора имеют механический привод от вала дизеля, поэтому всегда находятся под нагрузкой при работе дизеля, т. е. $P_{ДА} = P_{ВТД} = P_{ВТГ} = 1$, и величина потребляемой мощности этими агрегатами от вала дизеля зависит как от позиции контроллера машиниста, так и от режима работы тепловоза.

Вероятность работы тормозного компрессора $P_к$ и главного вентилятора системы охлаждения тепловоза $P_{ВХ}$ и величина отбора мощности этими агрегатами от дизеля существенно зависит от позиции контроллера машиниста (см. рисунок 1) и режима работы, которые, в свою очередь, определяются условиями эксплуатации тепловозов на выбранном полигоне исследования (см. таблицу 1).

В общем случае суммарная мощность на привод вспомогательных агрегатов для каждого *j*-го режима работы тепловоза рассчитывается с учетом возможных вариантов сочетания совместной работы агрегатов вспомогательного оборудования, представленных в таблице 2 (+ агрегат включен; – агрегат выключен).

Таблица 2 – Возможные варианты сочетания работы вспомогательных агрегатов тепловоза

Номер варианта	Варианты сочетания нагрузок					Суммарная мощность	Вероятность сочетания нагрузки
	ДА	ВТД	ВТГ	К	ВХ		
1	+	+	+	–	–	$N_1 = N_{ДА} + N_{ВТД} + N_{ВТГ}$	$P_1 = (1-P_{ВХ})(1-P_К)$
2	+	+	+	–	+	$N_2 = N_{ДА} + N_{ВТД} + N_{ВТГ} + N_{ВХ}$	$P_2 = P_{ВХ}(1-P_К)$
3	+	+	+	+	–	$N_3 = N_{ДА} + N_{ВТД} + N_{ВТГ} + N_К$	$P_3 = P_К(1-P_{ВХ})$
4	+	+	+	+	+	$N_4 = N_{ДА} + N_{ВТД} + N_{ВТГ} + N_К + N_{ВХ}$	$P_4 = P_К P_{ВХ}$

При работе тепловозов с электрической передачей постоянного тока в режиме тяги (режим 1) суммарная мощность на привод вспомогательного оборудования может быть рассчитана по выражению:

$$N_{ВА} = \left(1 - \frac{1}{0{,}000026 P_{ТГ} + 1{,}0535}\right)\frac{P_{ТГ}}{\eta_{ТГ}}, \qquad (7)$$

где $P_{ТГ}$ – мощность тягового генератора, кВт;

$\eta_{ТГ}$ – коэффициент полезного действия тягового генератора.

С учетом того, что при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала дизеля ($n_{min} = 400$ мин $^{-1}$) и при работе дизеля при минимальной нагрузке (для 1-й позиции контроллера машиниста диапазон эффективной мощности дизеля $N_e = 40 – 90$ кВт) средние значения слагаемых в уравнении (1) можно считать величинами постоянными ($N_{ДА} = 3{,}82$ кВт; $N_{ВТД} = 5{,}94$ кВт; $N_К = 5{,}12$ кВт; $N_{ВХ} = 14{,}57$ кВт; $N_{ВТГ} = 2{,}15$ кВт) и с учетом вероятностей нахождения агрегатов во включенном состоянии, приведенных в таблице 2, рассчитаны и построены полигоны вероятностей реализации суммарной мощности на привод вспомогательных агрегатов (рисунок 2) для 2-го – 4-го режимов работы тепловоза, т. е. для режима, близкого к режиму холостого хода.

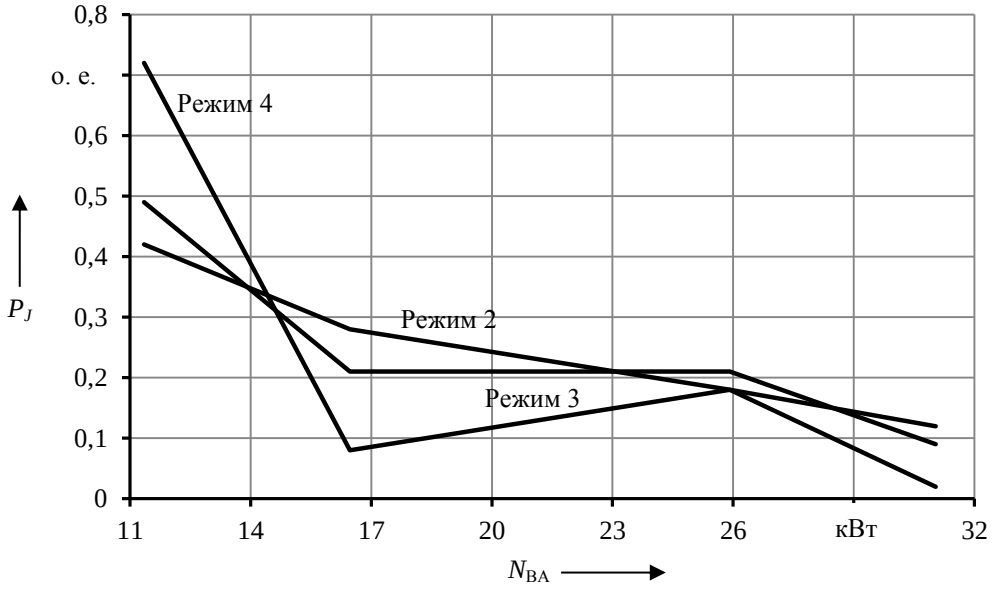


Рисунок 2 – Вероятность работы вспомогательного оборудования по режимам работы тепловоза

В реальных условиях эксплуатации мощность на привод *j*-х вспомогательных агрегатов является случайной нормально распределенной величиной, параметры которой определяются по следующему алгоритму.

По известной средней величине мощности *j*-го агрегата для анализируемой позиции и известному диапазону изменения эффективной мощности дизеля на этой позиции определя-

ется допустимый разброс мощности каждого *j*-го агрегата, на основании чего с использованием правила трех сигм определяется величина среднеквадратического отклонения.

На основании закона сложения распределенных нормально случайных величин их сумма по всем возможным вариантам сочетания нагрузки, представленным в таблице 3, также будет соответствовать нормальному закону распределения, параметры которого могут быть определены по следующим выражениям:

$$\bar{N}_1 = \bar{N}_{\text{ДА}} + \bar{N}_{\text{ВТД}}, \quad \sigma_1^2 = \sigma_{\text{ДА}}^2 + \sigma_{\text{ВТД}}^2; \tag{8}$$

$$\bar{N}_2 = \bar{N}_{\text{ДА}} + \bar{N}_{\text{ВТД}} + \bar{N}_{\text{ВХ}}, \quad \sigma_2^2 = \sigma_{\text{ДА}}^2 + \sigma_{\text{ВТД}}^2 + \sigma_{\text{ВХ}}^2; \tag{9}$$

$$\bar{N}_3 = \bar{N}_{\text{ДА}} + \bar{N}_{\text{ВТД}} + \bar{N}_{\text{К}}, \quad \sigma_3^2 = \sigma_{\text{ДА}}^2 + \sigma_{\text{ВТД}}^2 + \sigma_{\text{К}}^2; \tag{10}$$

$$\bar{N}_4 = \bar{N}_{\text{ДА}} + \bar{N}_{\text{ВТД}} + \bar{N}_{\text{К}} + \bar{N}_{\text{ВХ}}, \quad \sigma_4^2 = \sigma_{\text{ДА}}^2 \sigma_{\text{ВТД}}^2 \sigma_{\text{К}}^2 \sigma_{\text{ВХ}}^2. \tag{11}$$

Таблица 3 – Распределение суммарной мощности, кВт, и вероятности работы вспомогательного оборудования тепловозов

Номер варианта	Мощность и вероятность работы вспомогательного оборудования по режимам работы тепловоза					
	режим 2		режим 3		режим 4	
	$N_{\text{ВА}}$	P_2	$N_{\text{ВА}}$	P_3	$N_{\text{ВА}}$	P_4
1	11,35	0,42	11,35	0,49	11,35	0,72
2	25,92	0,18	25,92	0,21	25,92	0,18
3	16,47	0,28	16,47	0,21	16,47	0,08
4	31,04	0,12	31,04	0,09	31,04	0,02

Параметры законов распределения эксплуатационных значений мощности вспомогательных агрегатов, рассчитанные по предложенной методике, приведены в таблице 4. На рисунке 3 представлены законы распределения мощности вспомогательных агрегатов тепловоза ТЭ10М при работе на первой позиции контроллера машиниста при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала дизеля $n_{\text{д}}$ = 400 мин $^{-1}$. На рисунке 4 представлены законы распределения мощности при сочетании нагрузки вспомогательных агрегатов (см. таблицу 2) в предположении, что суммарная мощность агрегатов при различном сочетании этих нагрузок распределена нормально.

Таблица 4 – Параметры нормальных законов распределения мощности вспомогательного оборудования тепловоза ТЭ10М

Наименование агрегата, номер варианта	Параметры закона распределения		Диапазон изменения мощности вспомогательного агрегата	
	$\bar{N}_j$	σ_j	$N_j^{(\min)}$	$N_j^{(\max)}$
Двухмашинный агрегат	3,86	0,49	2,35	5,29
Вентилятор тягового генератора	2,15	0,28	1,32	2,98
Вентилятор ТЭД	5,34	0,76	3,66	8,22
Тормозной компрессор	5,12	0,66	3,15	7,09
Вентилятор шахты холодильника	14,57	1,87	8,97	2,17
Вариант 1	11,35	0,95	8,50	14,20
Вариант 2	25,92	2,04	19,79	32,05
Вариант 3	16,47	1,15	13,01	19,93
Вариант 4	31,04	2,20	24,44	37,64

Суммарное распределение мощности на привод вспомогательного оборудования тепловоза $N_{\text{ВА}}$ (рисунок 5) определяется по правилу суперпозиции с учетом вероятности работы отдельных элементов вспомогательного оборудования (см. таблицу 1):

$$f_{\text{ВА}}(N_{\text{ВА}}) = P_1 f_1(N_{\text{ВТГ}}) + P_2 f_2(N_{\text{ВТД}}) + P_3 f_3(N_{\text{ДА}}) + P_4 f_4(N_{\text{К}}) + P_5 f_5(N_{\text{ВХ}}). \tag{12}$$

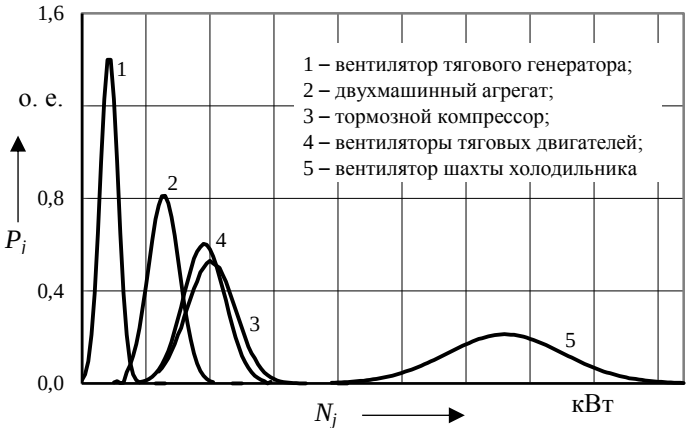


Рисунок 3 – Вероятностное распределение мощности вспомогательных агрегатов

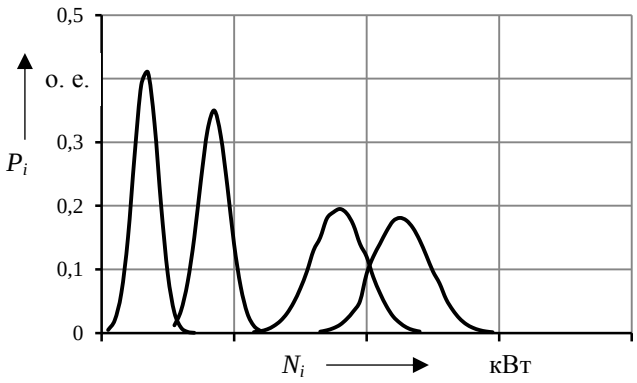


Рисунок 4 – Вероятностное распределение сочетания нагрузок вспомогательных агрегатов: 1 – вариант 1; 2 – вариант 2; 3 – вариант 3; 4 – вариант 4

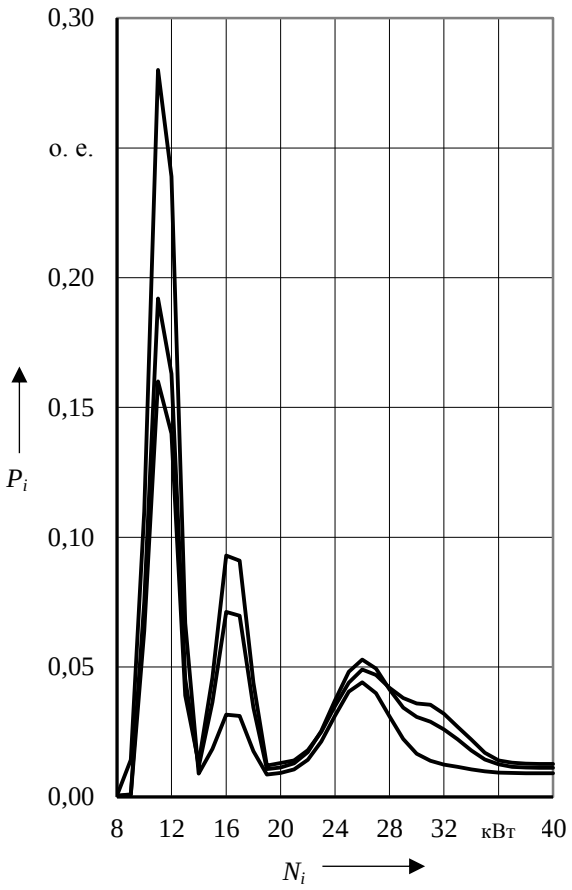


Рисунок 5 – Суммарное распределение мощности на привод вспомогательного оборудования тепловоза

Математическое ожидание и дисперсия суммарной мощности вспомогательных агрегатов определяются по соответствующим правилам:

$$\bar{N}_{\text{ВА}} = N_{\text{ВА}} \int_{-\infty}^{\infty} f_{\text{ВА}} N_{\text{ВА}} dN = P_1 \bar{N}_{\text{ВТГ}} + P_2 \bar{N}_{\text{ВТД}} + P_3 \bar{N}_{\text{ДА}} + P_4 \bar{N}_{\text{К}} + P_5 \bar{N}_{\text{ВХ}}; \quad (13)$$

$$D\left[N_{\text{ВА}}\right] = \int_{-\infty}^{\infty} \left(N - \bar{N}_{\text{ВА}}\right)^2 f_{\text{ВА}} N_{\text{ВА}} dN = \sum_{i=1}^{4} P_i \sigma_i^2 + \sum_{i-1}^{4} P_i \left(\bar{N}_{\text{ВА}} - \bar{N}_i\right)^2. \quad (14)$$

Параметры суммарного распределения мощности на привод вспомогательных агрегатов (12), вычисленные по выражениям (13) и (14) для различных вариантов работы тепловоза, приведены в таблице 4.

Анализ зависимостей, представленных на рисунке 5, показывает, что при работе тепловоза в режиме холостого хода вероятностное распределение мощности на привод вспомогательных агрегатов по форме соответствует экспоненциальному распределению.

При работе тепловоза в режиме тяги основная доля эффективной мощности дизеля N_e затрачивается на привод тягового генератора. В этом режиме возрастают затраты мощности дизеля на привод вспомогательных агрегатов, значения которых могут определяться по выражениям (2) – (6). Так, вследствие повышения теплового режима дизеля возрастают мощность на привод вентилятора холодильника $N_{\text{ВХ}}$ и доля времени его работы под нагрузкой $P_{\text{ВХ}}$; увеличение расхода воздуха из тормозной магистрали при ведении поезда приводит к

увеличению доли времени работы тормозного компрессора $P_К$ под нагрузкой и потребляемой мощности. Повышение скоростного режима работы дизель-генераторной установки с одновременным увеличением агрегатной мощности дизеля приводит к повышению мощности двухмашинного агрегата $N_{ДА}$ и вентиляторов охлаждения тягового генератора $N_{ВТГ}$ и тяговых электродвигателей $N_{ВТД}$.

Таким образом, при переходе от режима холостого хода к различным вариантам работы тепловоза во главе поезда наблюдается увеличение средней мощности дизеля, затраченной на привод вспомогательного оборудования $\overline{N}_{ВА}$, причем увеличение затрат будет наблюдаться на тяговых позициях тепловоза (3-я – 15-я позиции). Следует отметить, что в условиях поездной работы, как бы хорошо ни была организована система эксплуатации локомотивов, наряду с режимом тяги (работа дизеля под нагрузкой), который может быть реализован с вероятностью $\alpha_т$, нельзя исключать работу дизеля на холостом ходу при различной частоте вращения коленчатого вала, когда возможна реализация режимов выбега с вероятностью $\alpha_в$, торможения с вероятностью $\alpha_{тор}$, горячего простоя на перегоне перед запрещающими сигналами и на промежуточных станциях с вероятностью $\alpha_{гп}$.

На основании проведенных выше исследований (см. рисунок 5) мощность затраченная дизелем на привод вспомогательных агрегатов в режиме холостого хода, может описываться экспоненциальным законом распределения с плотностью

$$f_{ВА}\left(N_i\right) = \lambda_{ВА} \exp\left(-\lambda_{ВА} N_i\right) \tag{15}$$

либо распределением Пуассона

$$f\left(П_К\right) = \frac{\lambda_{1ВА}^{(П_К)}}{П_К!} \exp\left(-\lambda_{1ВА}\right), \tag{16}$$

где $\lambda_{ВА}$, $\lambda_{1ВА}$ – параметры соответствующего распределения.

При работе тепловоза в режиме тяги (режим 1, см. таблицу 1) мощность, расходуемая дизелем на привод вспомогательных агрегатов, возрастает не только из-за увеличения доли времени работы тормозного компрессора и вентилятора холодильника в нагрузочном режиме, но и из-за увеличения мощностей $N_{ДА}$, $N_{ВТД}$, $N_{ВТГ}$ и $N_{ВХ}$. Таким образом, суммарная мощность дизеля на привод вспомогательных агрегатов тепловоза является некоторой функцией позиции контроллера машиниста $N_{ВА} = f\left(П_к\right)$, которую согласно выражениям (2) – (6) можно записать в виде:

$$N_{ВА} = -0{,}347 П_К^2 + 22{,}55 П_К + 9{,}37. \tag{17}$$

Мощность дизеля затраченная на привод тягового генератора ($N_{ТГ}$), определяется массой и структурой поезда, профилем пути, установленной скоростью движения, условиями эксплуатации, т. е. факторами, случайно меняющимися во времени.

Доля времени работы ДГУ на каждой позиции контроллера машиниста $P_{кi}$ в условиях поездной работы определяется названными выше факторами и может быть представлена как статистическая вероятность того, что случайная величина $П_К$ примет то или иное значение (для дизелей 10Д100 $П_К = 1, \ldots, 15$).

В соответствии с генераторной характеристикой тепловоза на каждой позиции контроллера машиниста развивается определенная мощность дизеля при установленной частоте вращения коленчатого вала и для тепловоза ТЭ 10М для каждой $П_К$-й позиции контроллера машиниста можно записать:

$$n_д^{(П_К)} = 0{,}297 П_К^2 + 26{,}068 П_К + 396; \tag{18}$$

$$P_{\text{ТГ}}^{(\Pi_\text{К})} = 2{,}148\Pi_\text{К}^2 + 85{,}11\Pi_\text{К}. \quad (19)$$

Как показывают экспериментальные исследования, проведенные на ряде железных дорог ОАО «РЖД», и теоретические расчеты, выполненные по формированию режимных карт ведения поезда на исследуемых полигонах эксплуатации, вероятность реализации $\Pi_\text{К}$-й позиции контроллера машиниста в течение поездки может быть описана либо нормальным законом распределения в предположении, что значение независимой переменной (позиция контроллера машиниста) принимает только целочисленные значения, либо законом распределения дискретной случайной величины, например законом Пуассона [3].

На основании выполненных исследований можно утверждать, что эффективная мощность дизеля в режиме тяги для каждой $\Pi_\text{К}$-й позиции контроллера машиниста может представляться в виде суммы

$$N_e^{(\Pi_\text{К})} = N_{\text{ТГ}}\left(\Pi_\text{К}\right) + N_{\text{ВА}}\left(\Pi_\text{К}\right), \quad (20)$$

т. е. в виде суперпозиции двух законов распределения Пуассона

$$f\left(\Pi_\text{К}\right) = C_1 \frac{\lambda_{1\text{ВА}}^{(\Pi_\text{К})}}{\Pi_\text{К}!}\exp\left(-\lambda_{1\text{ВА}}^{(\Pi_\text{К})}\right) + C_2 \frac{\lambda_1^{(\Pi_\text{К})}}{\Pi_\text{К}!}\exp\left(-\lambda_1^{\Pi_\text{К}}\right), \quad (21)$$

либо в виде суперпозиции экспоненциального и нормального распределений в предположении, что независимая переменная $\Pi_{\text{К}i}$ будет принимать только целочисленные значения:

$$f\left(\Pi_\text{К}\right) = C_1\exp\left(-\lambda_{\text{ВА}}^{(\Pi_\text{К})}\right) + C_2 \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\Pi_К}}\exp\left(-\frac{\left(\Pi_{\text{К}i} - \overline{\Pi}_\text{К}\right)^2}{2\sigma_{\Pi_\text{К}}^2}\right). \quad (22)$$

В выражениях (21), (22) величины есть параметры распределений, значения которых необходимо определять по результатам эксплуатации тепловозов на выбранном полигоне обслуживания.

На основании известного закона распределения мощности дизеля по позициям контроллера машиниста $N_e = f_1(\Pi_\text{К})$, зависимости удельного расхода топлива дизелем $b_e = f_2(\Pi_\text{К})$ и вероятности (доли) реализации мощности на каждой позиции контроллера машиниста в течение часа, определенной по выражениям (21) или (22), рассчитывается математическое ожидание эксплуатационного удельного расхода топлива дизелем в поездной работе:

$$\overline{b}_e = \sum_{\Pi_\text{К}=0}^{15} f_1(\Pi_\text{К}) f_2(\Pi_\text{К}) f(\Pi_\text{К}). \quad (23)$$

Таким образом, выражение (23) представляет собой зависимость экономичности тепловозного дизеля от основных эксплуатационных факторов, формирующих режимы его работы, и может быть использовано для оценки эффективности и совершенствования принятой системы эксплуатации дизельного подвижного состава.

Представленная в настоящей статье методика оценки величины отбора мощности на привод вспомогательного оборудования магистральных тепловозов в условиях эксплуатации позволяет скорректировать режимные карты ведения поездов различной массы на заданном участке обслуживания с целью повышения точности нормирования расхода топливно-энергетических ресурсов на тягу поездов.

Методические рекомендации, представленные в статье, могут быть использованы для прогнозирования топливной экономичности перспективных серий дизельного подвижного состава в реальных условиях эксплуатации.

Список литературы

1. Хомич, А. З. Экономия топлива и техническая модернизация тепловозов [Текст] / А. З. Хомич, О. И. Тупчихин, А. Э. Симсон. – М.: Транспорт, 1975. – 264 с.

2. Фофанов, Г. А. Режимы работы тепловозов и пути повышения их топливной экономичности [Текст] / Г. А. Фофанов, Э. А. Пахомов, А. А. Лосев // Вестник ВНИИЖТа. – М., 1983. – № 6. – С. 21 – 25.

3. Александров, А. М. Вероятностное описание, экспериментальное и теоретическое исследование режимов работы тепловозных дизелей [Текст] / А. М. Александров, В. А. Четвергов, А. В. Чулков // Повышение надежности и улучшение технико-экономических показателей тепловозных дизелей // Труды ЦНИДИ / Центральный науч.-исследоват. дизельный ин-т. – Санкт-Петербург, 1983. – С. 11 – 27.

УДК 629.424.3:621.436

О. В. Балагин, Д. В. Балагин

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА НАГРЕВА ТОПЛИВНОГО ТРУБОПРОВОДА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В статье представлены математическая модель процесса нагрева топливного трубопровода высокого давления топливной аппаратуры тепловозных дизелей и результаты расчета температуры его внешней поверхности при различных температуре окружающего воздуха и техническом состоянии топливной аппаратуры.

Для разработки математической модели процесса нагрева топливного трубопровода высокого давления топливной аппаратуры (ТА) тепловозного дизеля предложена расчетная схема топливной системы непосредственного действия с механическим приводом и нагнетательным трубопроводом (рисунок 1) [1].

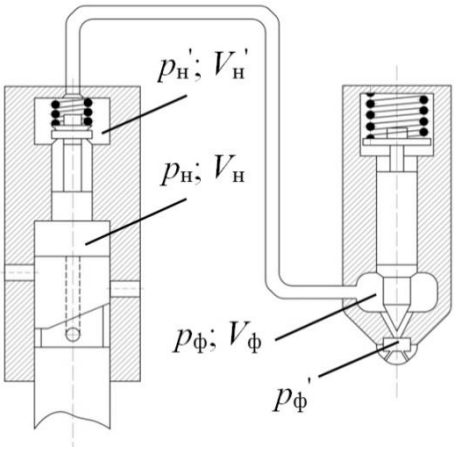


Рисунок 1 – Расчетная схема топливной системы

На первом этапе моделирования осуществлялся расчет процесса впрыска с определением характера изменения давления топлива за цикл при различном техническом состоянии топливной аппаратуры (топливный насос высокого давления (ТНВД), форсунка).

Изменение условий протекания процесса подачи во входном и выходном сечениях нагнетательного клапана и иглы форсунки, а также закрытия и открытия плунжером всасывающих и отсечных окон втулки вызывает необходимость разделять процесс на этапы, число которых определяется конструкцией системы «ТНВД – трубопровод – форсунка» и соотношением размеров между ее элементами.

За исходное уравнение для расчета баланса расхода топлива принято выражение [4]:

$$dp = \frac{f_п}{\beta V}\left[\upsilon_{гн} + j_{гн}\left(t - t_{гн}\right) + \left(\frac{j_к - j_{гн}}{2t_г}\right)\left(t - t_{гн}\right)^2 - \left(\frac{Z_н^{(у)} + Z_ф^{(у)}}{f_п}\right)\right]dt, \quad (1)$$

где $f_п$ – площадь поперечного сечения плунжера, м^2; β – коэффициент сжимаемости топлива, м^2/Н; V – объем топливной системы высокого давления, м^3; $\upsilon_{гн}$ – скорость, соответствующая геометрическому началу подачи, т. е. времени $t_{гн}$, м/с; $j_{гн}$ – ускорение начала геометрической

подачи топлива; t – текущее значение времени, с; $t_{гн}$ – геометрическая продолжительность подачи топлива, с; $j_к$ – ускорение в конце участка геометрической подачи с продолжительностью $t_г$; $Z_н^{(у)}$, $Z_ф^{(у)}$ – утечка топлива через ТНВД и форсунку соответственно, м³/с.

При моделировании не учитываются упругие колебания в нагнетательном топливопроводе, а давление по всей линии высокого давления в период протекания процесса считается одинаковым и меняющимся только во времени.

Воспользовавшись уравнением неразрывности струи при равенстве расхода топлива через посадочный конус иглы форсунки и через сопловые отверстия [5]

$$\mu_и f_и \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_ф - p_ф'\right)} = \mu_с f_с \sqrt{\frac{2}{\rho}\left(p_ф' - p_ц\right)}, \qquad (2)$$

где $\mu_и f_и$ – эффективное проходное сечение под иглой форсунки; $\mu_с f_с$ – эффективное сечение сопловых отверстий форсунки; $p_ф$ – давление топлива в камере форсунки, Па; $p_ф'$ – давление перед сопловыми отверстиями форсунки, Па; $p_ц$ – среднее давление в камере сгорания дизеля во время впрыска топлива, Па; ρ – плотность топлива, кг/м^3, получили основное уравнение процесса впрыска топлива:

$$f_п \upsilon = \beta V \frac{dp}{dt} + \mu_с f_с \sqrt{\frac{2}{\rho}\frac{k_и^2}{k_и^2 + 1}\left(p_ф - C\frac{\rho \upsilon^2}{2} - p_ц\right)} + (Z_н^{(у)} + Z_ф^{(у)}), \qquad (3)$$

здесь υ – скорость подачи топлива, т. е. соответствующая времени t м/с;

$$k_и^2 = \left(\frac{\mu_и f_и}{\mu_с f_с}\right)^2.$$

На рисунке 2 представлен пример зависимости расчетного давления топлива $P_т$ в топливопроводе тепловозного дизеля типа ПД1М от угла φ.

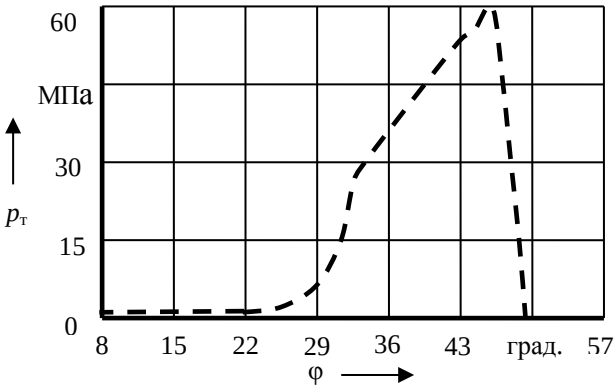


Рисунок 2 – Давление топлива в топливопроводе дизеля типа ПД1М

Для определения расхода топлива Q через каждый элемент системы топливная система высокого давления рассмотрена как состоящая из трех узловых объектов: ТНВД, нагнетательного трубопровода и форсунки (рисунок 3) [6].

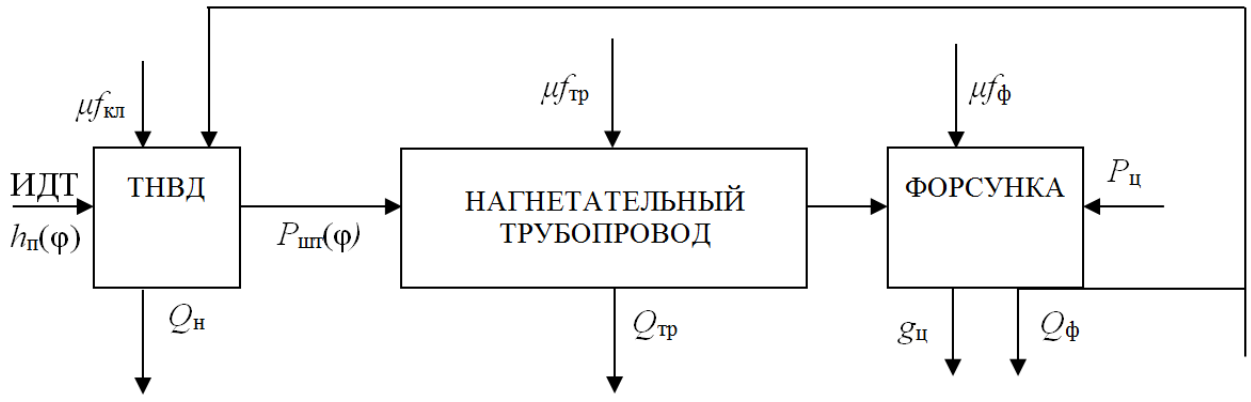


Рисунок 3 – Схема топливной системы высокого давления дизеля

В итоге получено основное уравнение расхода топлива:

$$Q = \sqrt{\frac{2\left(P_{\text{н}} - P_{\text{ц}}\right)}{\rho\left[\frac{1}{\left(\mu f_{\text{кл}}\right)^2} + \frac{1}{\left(\mu f_{\text{тр}}\right)^2} + \frac{1}{\left(\mu f_{\text{ф}}\right)^2}\right]}}, \quad (4)$$

где $P_{\text{н}}$ – давление топлива в надплунжерной полости ТНВД, Па; $P_{\text{ц}}$ – давление газов в цилиндре дизеля, Па; $\mu f_{\text{кл}}$, $\mu f_{\text{тр}}$, $\mu f_{\text{ф}}$ – эффективное проходное сечение нагнетательного клапана ТНВД, нагнетательного трубопровода, форсунки.

Моделирование характерных неисправностей осуществлялось заданием различных значений площади поперечного сечения плунжера ($f_{\text{п}}$), поперечного сечения нагнетательного клапана по разгружающему пояску ($f_{\text{к}}$), проходного сечения под конусом иглы форсунки (f_{u1}), суммарной проходной площади сопловых отверстий распылителя ($f_{\text{с}}$), коэффициентов расхода проходного сечения под конусом клапана ($\mu_{\text{к}}$), проходного сечения под конусом иглы ($\mu_{\text{и}}$), сопловых отверстий распылителя ($\mu_{\text{с}}$).

На втором этапе исследования результаты моделирования позволили ввести параметр для оценки технического состояния топливной аппаратуры тепловозных дизелей – температуру внешней поверхности топливных трубопроводов высокого давления, °С:

$$t_{\text{вп}}^{(\text{тт})} = t_{\text{т}} - \frac{Q_{\text{т}} \cdot R_{\lambda}}{F}, \quad (5)$$

где $t_{\text{т}}$ – температура топлива в трубопроводе высокого давления (после сжатия в надплунжерном пространстве), °С; $Q_{\text{т}}$ – количество передаваемой от топлива к воздуху теплоты, Вт; R_{λ} – термическое сопротивление стенки, м^2·К/Вт; F – площадь внешней поверхности топливного трубопровода, м^2.

Для автоматизации и повышения оперативности выполняемых расчетов разработана программа на языке программирования Delphi 7.

В итоге получены значения температуры на внешней поверхности топливных трубопроводов высокого давления в зависимости от технического состояния топливной аппаратуры и температуры окружающего воздуха (от 0 до 30 °С) и ряд критических значений $t_{\text{вп}}^{(\text{тт})}$, при которых дальнейшая эксплуатация тепловозного дизеля приводит к ухудшению его мощностных, экономических и экологических характеристик, к возможному отказу в пути следования и к необходимому неплановому ремонту тепловоза.

Часть результатов моделирования представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты моделирования температуры внешней поверхности топливного трубопровода высокого давления

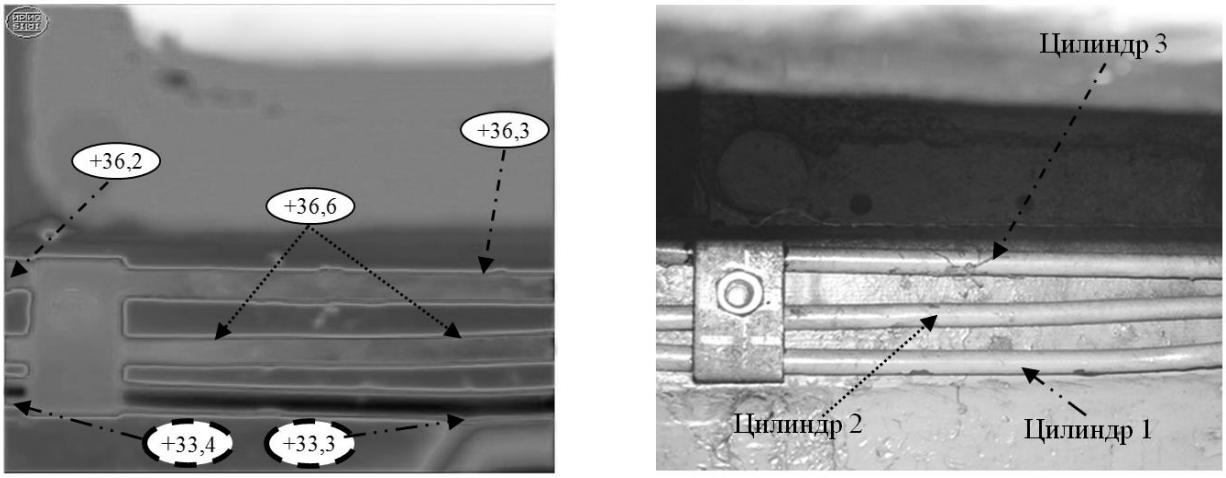
Температура окр. воздуха, °С, $t_{\text{окр}}$	Температура внешней поверхности трубопровода, °С			$\Delta = \frac{t_{\text{р}}^{j(\text{н})} - t_{\text{р}}^{j(\text{на})}}{t_{\text{р}}^{j\text{н}}}$, %	$\Delta = \frac{t_{\text{р}}^{j(\text{н})} - t_{\text{р}}^{j(\text{ф})}}{t_{\text{р}}^{j\text{н}}}$, %
	$t_{\text{р}}^{j(\text{н})}$	$t_{\text{р}}^{j(\text{на})}$	$t_{\text{р}}^{j(\text{ф})}$		
25	51,6	45,9	47,1	11,0	8,7
26	52,7	47,1	48,8	10,6	7,4
27	53,9	47,8	49,8	11,3	7,6
28	55,2	48,9	52,0	11,4	**5,8**
29	56,9	51,0	52,6	**10,4**	7,6
30	58,1	51,9	54,3	10,7	6,5

В таблице 1 обозначено: $t_{\text{р}}^{j(\text{н})}$ – расчетное нормативное значение температуры поверхности трубопровода исправной топливной системы при j-й температуре; $t_{\text{р}}^{j(\text{на})}$ – расчетное зна-

чение температуры поверхности трубопровода топливной системы при неисправном ТНВД при *j*-й температуре; $t_{\text{р}}^{j(\text{ф})}$ – расчетное значение температуры поверхности трубопровода топливной системы при неисправной форсунке при *j*-й температуре.

В результате обработки результатов моделирования в качестве граничных значений отклонения температуры трубопровода топливной системы с неисправным ТНВД приняты 10 %, с неисправной форсункой – 5 %.

Для проверки достоверности результатов моделирования проведен ряд экспериментов в ремонтном локомотивном депо Московка Западно-Сибирской дирекции по ремонту тягового подвижного состава. Сопоставление результатов обработки термограмм (рисунок 4) и результатов теоретических исследований подтверждает достаточную точность разработанной математической модели [2, 3]. Расхождение опытных и теоретических данных не превышает 4 % (таблица 2).



а б

Рисунок 4 – Нагнетательные трубопроводы 1 – 3-го цилиндров дизеля тепловоза ТЭМ-2 № 6158: а – термограмма; б – фотография

Таблица 2 – Сравнительный анализ результатов моделирования и термографирования

Температура нагнетательного трубопровода дизеля ПД1М тепловоза ТЭМ-2 № 6158, $t_{\text{окр}}$ = 4 °С									
Номер цилиндра	опыт №1			опыт №2			опыт №3		
	ТА в «норме»			неисправен ТНВД (износ плунжерной пары)			неисправна форсунка (нарушение герметичности запирающего конуса распылителя)		
	экспериментальное значение	расчетное значение	ошибка Δ, %	экспериментальное значение	расчетное значение	ошибка Δ, %	экспериментальное значение	расчетное значение	ошибка Δ, %
1	36,0	37,5	4,0	36,2	37,5	3,5	**33,4****	**32,5**	2,8
2	36,7		2,1	**31,1***	**30,5**	2,0	36,6	37,5	2,4
3	36,2		3,5	36,4	37,5	2,9	36,3	37,5	3,2
4	37,0		1,3	36,9	37,5	1,6	37,2	37,5	0,8
5	36,1		3,7	36,5	37,5	2,7	36,8	37,5	1,9
6	38,0		1,3	37,6	37,5	0,3	37,1	37,5	1,1

Примечание: * − неисправен ТНВД цилиндра № 2; ** − неисправна форсунка цилиндра № 1.

В целом можно сделать следующие выводы.

1. В результате моделирования установлена зависимость температуры внешней поверхности топливных трубопроводов высокого давления от технического состояния топливной

аппаратуры (топливный насос высокого давления, форсунка) и температуры окружающего воздуха.

2. Предложен диагностический параметр для контроля технического состояния топливной аппаратуры тепловозных дизелей – температура внешней поверхности топливных трубопроводов высокого давления.

3. Определен ряд критических значений температуры внешней поверхности топливных трубопроводов высокого давления, при которых дальнейшая эксплуатация тепловозного дизеля приводит к ухудшению его мощностных, экономических и экологических характеристик, к возможному отказу в пути следования и к необходимому неплановому ремонту тепловоза.

Список литературы

1. Володин, А. И. Исследование процессов теплопередачи в тепловозном дизеле [Текст] / А. И. Володин, Д. В. Балагин, Ю. С. Комкова // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – № 4 (8). – С. 6 – 10.

2. Володин, А. И. Теплоэнергетическая визуализация топливной аппаратуры тепловозных дизелей как способ оценки качества ее функционирования [Текст] / А. И. Володин, Д. В. Балагин // Инновационные проекты и новые технологии в образовании, промышленности и на транспорте: Материалы науч.-практ. конф. / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – С. 110 – 115.

3. Балагин, О. В. Результаты тепловизионного контроля технического состояния топливной аппаратуры дизелей тепловозов ТЭМ-2 [Текст] / О. В. Балагин, Д. В. Балагин // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: Материалы всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2012. – С. 71 – 77.

4. Блинов, П. Н. Модель процесса топливоподачи топливной аппаратурой тепловозных дизелей с учетом технологических характеристик ее деталей [Текст] / П. Н. Блинов, А. П. Блинов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 3 (3). – С. 2 – 7.

5. Блинов П. Н. Совершенствование технического обслуживания и ремонта топливной аппаратуры тепловозных дизелей [Текст]: Дис… канд. техн. наук: / Блинов Павел Николаевич. – Омск, 1986. – 178 с.

6. Балагин, Д. В. Исследование надежности работы и средств диагностирования технического состояния топливной аппаратуры дизелей [Текст] / Д. В. Балагин // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – № 3 (11). – С. 7 – 14.

УДК 534.231.2

Я. Я. Вельц

ПРАКТИКА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ РЕМОНТЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В статье рассмотрены теоретические и прикладные задачи ультразвуковой очистки деталей подвижного состава во время ремонта. Отмечены особенности ультразвуковых воздействий в ванне с ограниченными размерами и результаты моделирования с использованием пакета MatCAD. Приведены результаты конкретного применения ультразвуковых технологий при ремонте подвижного состава.

Многие детали подвижного состава подвергаются воздействию окружающей среды и внутренним воздействиям. В частности, детали двигателей внутреннего сгорания загрязня-

ются элементами топлива или продуктами его сгорания, системы охлаждения засоряются солевыми отложениями, электроаппараты страдают от искрения контактов или налипания пыли и т. д.

Классические методы очистки (механическое удаление, промывание в различных растворах) не дают должного эффекта по ряду причин. Во-первых, детали сложной формы трудно очищаются, особенно в труднодоступных каналах и полостях, во-вторых, многие растворители токсичны и пожароопасны, особенно при нагревании. Наконец, возникает проблема очистки жидкости после окончания цикла.

Множество указанных проблем может быть решено с использованием ультразвукового воздействия. Для ультразвуковой очистки обрабатываемые детали погружаются в ванну с жидким моющим раствором. В дно и (или) стенки ванны вмонтированы ультразвуковые излучатели. Моющая жидкость имеет уникальные свойства. Во-первых, она несжимаема, вследствие чего ультразвуковые волны воздействуют на обрабатываемую поверхность практически без затуханий. Во-вторых, гидравлические волны распространяются анизотропно, т. е. практически во всех направлениях одинаково. Кроме того, на границе раздела двух сред (жидкости и обрабатываемой детали) проявляется кавитационный эффект: возникают микровзрывы, воздействующие на загрязнители, накопленные на обрабатываемой поверхности. Поскольку загрязнители имеют другую структуру относительно материала детали, они отрываются от обрабатываемой поверхности. В результате процесс очистки многократно ускоряется. Кроме того, в ультразвуковых технологиях в качестве жидкостей используют обычную воду с добавлением экологически чистых моющих средств. Это делает обработку более безопасной для окружающей среды.

Для анализа и моделирования процессов, происходящих во время распространения ультразвуковых волн в жидкой среде, автор использовал уравнения математической физики [1]. В частности, за основу было взято волновое уравнение:

$$\rho_0 \frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial x}, \tag{1}$$

где f – собственно волновая функция; x – координата, по которой распространяется плоская волна; p – давление внутри жидкости вдоль этой координаты; ρ_o – плотность жидкости в состоянии равновесия.

Как видно из уравнения (1), динамика волнового процесса определяется дифференциальными уравнениями второго порядка в частных производных. Из термодинамики известно, что p есть функция плотности и температуры жидкости. Температура, в свою очередь, изменяется при сжатии и растяжении. Теплопроводность жидкостей, в отличие от твердых веществ, очень мала, поэтому в первом приближении можно считать, что процесс распространения переменного давления происходит адиабатически, т. е. без заметного теплообмена между соседними частями [2].

Тогда давление превращается в однозначную функцию от плотности:

$$p = f(\rho_0). \tag{2}$$

Обозначим:

$$\begin{cases} p = p_0 + \Delta p; \\ \rho = \rho_0 + \Delta\rho, \end{cases} \tag{3}$$

где Δp и $\Delta\rho$ – соответственно изменение давления и плотности при нарушении равновесия.

Отсюда исходное волновое уравнение приобретает вид:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = u^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}, \tag{4}$$

где

$$u = \sqrt{f'(\rho_0)}. \tag{5}$$

Выражение (5) содержит величину u, физический смысл которой соответствует скорости распространения упруго-вязкой волны в гидравлической среде.

Введем понятие модуля упругости:

$$\mu = \rho f'(\rho)\varepsilon, \tag{6}$$

или

$$\mu = E\varepsilon, \tag{7}$$

где

$$E = \rho f'(\rho) = \gamma p. \tag{8}$$

Тогда волновое уравнение приобретает вид:

$$\frac{\partial^2 f}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 f}{\partial x^2}, \tag{9}$$

откуда

$$u = \sqrt{\frac{E}{\gamma}}. \tag{10}$$

Здесь E – взвешенный модуль упругости.

Из уравнения (10) запишем:

$$E = \gamma u^2. \tag{11}$$

Удельное акустическое сопротивление определяется как

$$\delta = \sqrt{E\gamma} = \rho\sqrt{f'(\rho)} = \rho u. \tag{12}$$

Тогда средняя плотность потока энергии в синусоидальной волне

$$\bar{q} = \frac{1}{2}\sqrt{\gamma p V_m^{\,2}} = \frac{1}{2}\frac{(\Delta p_m)^2}{\sqrt{\gamma p \rho}}, \tag{13}$$

где V_m, Δp_m – амплитуда скорости и давления соответственно.

Примерные численные значения описываемых величин приведены в таблице.

Акустические свойства веществ

Вещество	ρ, г·см$^{-3}$	u, м/с	$\delta = \rho u$
Железо	7,7	5470	$398\cdot10^4$
Кварц	2,65	5710	$153\cdot10^4$
Вода	4	1494	$149\cdot10^3$
Масло	0,9	1450	$135\cdot10^3$
Воздух	$1{,}29\cdot10^{-3}$	331	42,9

Из данных таблицы можно сделать следующие выводы.

1. Акустические параметры веществ резко отличаются друг от друга в зависимости от их агрегатного состояния. Для металлов удельное акустическое сопротивление минимум на один порядок выше, чем для жидкостей, и на пять порядков выше, чем для воздуха.

2. Одинаковые параметры для разных типов жидкостей соизмеримы. Удельное акустическое сопротивление масла отличается от аналогичного показателя для воды на 14/149 ≈ 10 %. Это позволит в дальнейшем не учитывать конкретный тип жидкости или ее ингредиентов.

3. Из того, что удельное акустическое сопротивление воздуха намного ниже, чем жидкости, следует, что на границе двух сред (жидкость – воздух) условия распространения волны резко изменяются. Это означает, что волна претерпевает полное внутреннее отражение независимо от среды ее возникновения. Можно считать, что на границе двух сред происходит полное внутреннее отражение: потерь энергии и ее рассеяния в воздух практически не происходит. Следовательно, в ограниченном объеме жидкости необходимо рассматривать взаимодействие волновых процессов с практически одинаковой интенсивностью – излучаемой волны и волн, отраженных от поверхности жидкости и стенок ванны.

Обратимся к рисунку 1, иллюстрирующему взаимодействие волн в ограниченном объеме с жидкостью. Здесь обозначено: $\bar{a}$ – вектор интенсивности ультразвукового излучения источника; $\bar{b}$ – вектор излучения, отраженного от стенки сосуда; $\bar{c}$ – вектор излучения, отраженного от границы жидкости. В любой точке пространства результирующее излучение соответствует векторной сумме трех составляющих примерно равной интенсивности. С учетом того, что указанные векторы имеют периодическую амплитуду, общая картина взаимодействия волн имеет достаточно сложный характер, который дает сложную структуру внутреннего трехмерного силового (гидравлического) поля в активной зоне. Эта структура зависит прежде всего от размеров ванны (активной зоны), высоты столба жидкости, объемов и конфигурации погружаемых деталей. Проведем расчет волновых взаимодействий в гидравлической среде рабочей емкости.

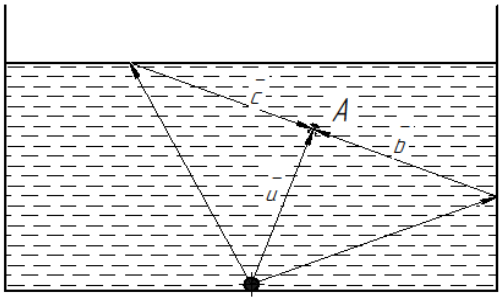


Рисунок 1 – К модели взаимодействия полей

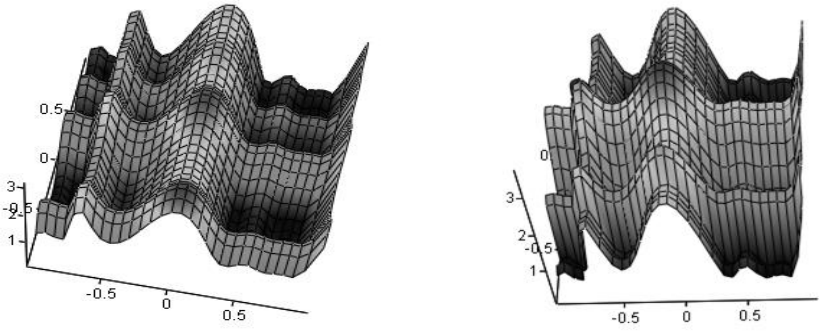
Будем использовать принцип суперпозиции: считаем, что в выбранной точке A внутри гидравлической среды существует три независимых источника ультразвуковых волн.

Примем следующие допущения:

затуханием интенсивности ультразвуковой волны при существующих размерах ванн можно пренебречь (в дальнейшем в этом можно будет убедиться);

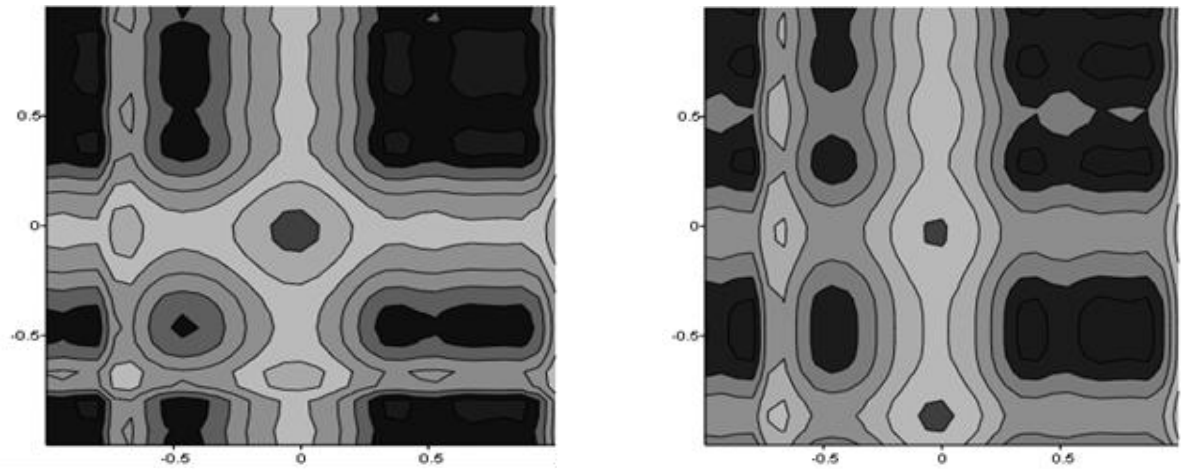
размерами и формой детали пренебрегаем, чтобы не учитывать интерференции и дифракции волн.

Для точки с координатами x, z путем простейших тригонометрических преобразований можно получить выражение для суммарной интенсивности давления ультразвуковой волны. Проведя аналогичные вычисления по другой координате и воспользовавшись принципом суперпозиции, автор провел расчет трехмерной модели распространения результирующего гидравлического поля с помощью пакета MathCAD [3]. Результаты моделирования приведены на рисунках 2 и 3.



а б

Рисунок 2 – Распределение гидравлического давления (вариант 1)



а б

Рисунок 3 – Срезы поверхностей распределения по глубинам (вариант 1)

Из приведенных результатов моделирования видно, что распределение гидравлического давления в жидкости крайне неравномерно. Для снижения нежелательных последствий автором предложено по крайней мере три способа:

незначительная амплитудная модуляция генерируемого ультразвукового колебания;

наложение на основную частоту ультразвуковых колебаний шумоподобного сигнала;

создание кругового гидравлического поля путем поочередной коммутации трех или более излучателей.

Все предложенные способы запатентованы [4, 5]. Разработанные технологии и оборудование реализованы в промышленности, в том числе на железнодорожном транспорте. С помощью ультразвука появилась возможность очистки деталей, которые обычными средствами очистить не удавалось (например, коленчатые валы, топливные фильтры, распылители топлива) [6, 7].

Список литературы

1. Карлов, Н. В. Колебания, волны, структуры [Текст] / Н. В. Карлов, Н. А. Кириченко. – М.: Физматлит, 2003. – 496 с.

2. Бэтчелер, Дж. Введение в динамику жидкости [Текст] / Дж. Бэтчелер. – М.: Мир, 1973. – 758 с.

3. Вельц, Я. Я. Повышение надежности судовых энергетических установок применением ультразвуковых технологий: Автореф. дис... канд. техн. наук / Новосибирская акад. водного транспорта. Новосибирск, 2005. – 20 с.

4. Пат. 2429920 Российская Федерация МКП[7] В 08 В 3/12. Способ ультразвуковой очистки деталей [Текст] / Вельц Я. Я.; заявитель и патентообладатель Вельц Я. Я. – № 2010116315/05; заявл. 23.04.10; опубл. 27.09.2011. – 6 с.

5. Пат. 2486971 Российская Федерация МКП[7] В 08 В3/12. Способ изготовления ультразвуковых технологических установок [Текст] / Вельц Я. Я.; заявитель и патентообладатель Вельц Я. Я. – № 2011129133/05; заявл. 13.07.11. опубл. 10.07.2013. – 6 с.

6. Блинов, П. Н. Моделирование процесса топливоподачи аппаратурой с учетом характеристик ее деталей [Текст] / П. Н. Блинов, А. П. Блинов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 3. – С. 2 – 7.

7. Гришина, Ю. Б. Влияние характеристик топлива на энергетические параметры дизеля [Текст] / Ю. Б. Гришина, В. А. Михеев, А. С. Анисимов. – // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 3. – С. – 12 – 16.

УДК 621.534;888

С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко, А. Н. Трофимов

СИСТЕМА ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗВЕНЬЕВ, ПРЕОБРАЗУЮЩИХ ДВИЖЕНИЕ

Рассматриваются возможности расширения типового набора элементарных звеньев механических колебательных систем. В качестве примера устройств для преобразования движения предлагаются рычажные и винтовые несамотормозящиеся механизмы. Введение устройств соответствует введению элементарного звена, имеющего передаточную функцию дифференцирующего звена второго порядка. Предлагается метод построения передаточных функций для определения режимов динамического гашения колебаний.

Обеспечение режимов динамического гашения колебаний в системах вибрационной защиты машин, приборов и аппаратуры относится к числу актуальных научных проблем в направлениях поиска и разработки способов и средств обеспечения надежности и безопасности эксплуатации современных технических систем [1 – 3]. Современные виброзащитные системы в последние годы стали приобретать все более явные признаки сложных систем, в которых задачи виброзащиты и виброизоляции рассматриваются на уровне задач управления динамическим состоянием объекта защиты, что в целом характерно для подходов, развиваемых в теории автоматического управления [4, 5]. Развитие средств вычислительной техники стимулировало внимание к проблемам формирования мехатронных подходов, что в свою очередь способствовало освоению ряда новых технических идей в вибрационных технологиях, связанных с использованием нетрадиционных элементов и устройств. К числу таких элементов можно отнести устройства для преобразования движения, вводимые в виброзащитные системы как дополнительные связи, имеющие вид различных механизмов [6].

Развитие теории виброзащиты и виброизоляции приводит е необходимости разработки специфических методов определения динамических нагрузок, возникающих в колебательных движениях систем. Целью предлагаемых исследований является развитие структурных методов оценки возможностей формирования режимов динамического гашения колебаний в виброзащитных системах при введении дополнительных связей, создающих эффекты управления по абсолютному ускорению. Отдельные вопросы динамических взаимодействий динамических гасителей в виде рычажных механизмов нашли отражение в работах [7, 8]. В предлагаемой статье представлены некоторые обобщения, основанные на расширении понятий о динамическом гашении колебаний.

Общие положения. Особенности систем с элементами в виде устройств для преобразования движения

Рассмотрим виброзащитную систему (рисунок 1), в которой объект защиты массой M опирается на основание с помощью упругого элемента жесткостью k_0 и устройства для преобразования движения с передаточной функцией L_0p^2. В свою очередь динамический гаситель колебаний (масса m) опирается на объект защиты через пружину k_1 и устройство для преобразования движения L_1p^2. Система совершает малые колебательные движения под действием силового $Q(t)$ и кинематического $z(t)$ возмущений. На рисунке 1 L_0 соответствует приведенному моменту инерции устройства для преобразования движения, а $p = j\omega$ – комплексная переменная; внешние воздействия рассматриваются как гармонические; при этом объект защиты совершает малые колебания при отсутствии сил трения.

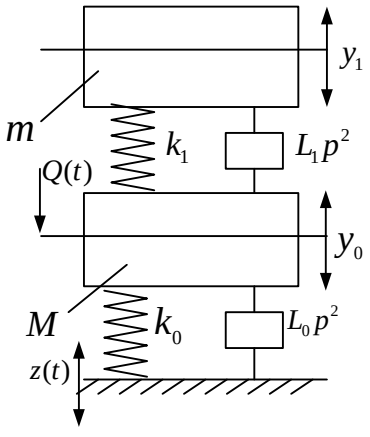


Рисунок 1 – Расчетная схема виброзащитной системы с динамическим гасителем и устройствами для преобразования движения (УПД)

При построении математических моделей используются структурные подходы теории виброзащитных систем, изложенные в работах [4 – 6]. Исследуемая система (см. рисунок 1) имеет две степени свободы; для описания движения используется система координат y_0, y_1, связанная с неподвижным базисом.

Для расчетной схемы на рисунке 1 выражения для определения кинетической и потенциальной энергий могут быть записаны в виде:

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}_0^2 + \frac{1}{2}m\dot{y}_1^2 + \frac{1}{2}L_0\left(\dot{y}_0 - \dot{z}\right)^2 + \frac{1}{2}L_1\left(\dot{y}_1 - \dot{y}_0\right)^2; \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_0(y_0 - z)^2 + \frac{1}{2}k_1\left(y_1 - y_0\right)^2. \quad (2)$$

Дифференциальные уравнения движения в соответствии с выражениями (1), (2) принимают форму:

$$\ddot{y}_0(M + L_0 + L_1) - L_1\ddot{y}_1 + k_0y_0 - k_1y_0 = L_0\ddot{z} + k_0z + Q(t); \quad (3)$$

$$\ddot{y}_1m + L_1\ddot{y}_1 - L_1\ddot{y}_0 + k_1y_1 - k_1y_0 = 0. \quad (4)$$

В операторном виде уравнения (3), (4) можно записать [9] так:

$$\begin{aligned}&\bar{y}_0\left[(M + L_0 + L_1)p^2 + k_0 + k_1\right] - \\ &-\bar{y}_1(L_1p^2 + k_1) = \bar{z}(L_0p^2 + k_0) + \bar{Q};\end{aligned} \quad (5)$$

$$\bar{y}_1\left[(m + L_1)p^2 + k_1\right] - \bar{y}_0\left(L_1p^2 + k_1\right) = 0. \quad (6)$$

На основе выражений (5), (6) можно построить структурную схему эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления (рисунок 2), где $\bar{y}_0, \bar{y}_1, \bar{z}, \bar{Q}$ – изображения Лапласа [9].

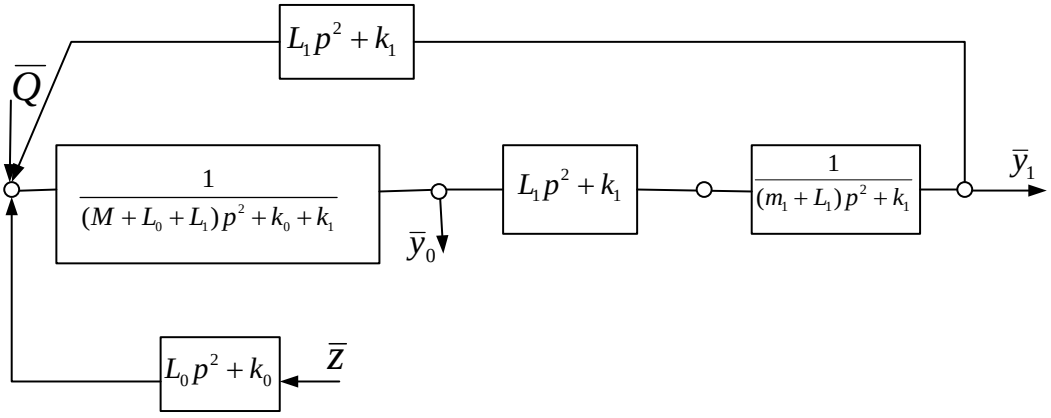


Рисунок 2 – Структурная схема виброзащитной системы, представленной на рисунке 1

Полагая, что $\bar{Q} = 0$, найдем передаточную функцию системы при входе $\bar{z}$ и выходе $\bar{y}_0$:

$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{\left(L_0p^2 + k_0\right)\left[(m + L_1)p^2 + k_1\right]}{A}, \quad (7)$$

где

$$A = \left[\left(M + L_0 + L_1\right)p^2 + k_1 + k_0\right]\left[\left(m + L_1\right)p^2 + k_1\right] - \left(L_1p^2 + k_1\right)^2 - \quad (7')$$

характеристическое частотное уравнение системы, представленной на рисунке 2.

После ряда преобразований характеристическое уравнение (7) можно представить в виде:

$$p^4\left[(M+L_0)m+L_1m+(M+L_0)L_1\right]+p^2\left[m(k_0+k_1)+k_1(M+L_0)+k_0L_1\right]+k_0k_1=0. \quad (8)$$

Обычно масса динамического гасителя составляет 10 – 15 % от массы объекта защиты, поэтому можно принять, что $m=\alpha M$, где $\alpha \le 1$.

Рассмотрим особенности соотношения собственных частот колебаний и частот динамического гашения при $k_0=k_1=k$ и $L_0=L_1=m$. Тогда выражение (8) преобразуется к виду:

$$p^4M^2(2\alpha+3\alpha^2)+p^2kM(1+4\alpha)+k^2=0. \quad (9)$$

Из формулы (9) можно найти частоту собственных колебаний системы (см. рисунок 1):

$$\omega_{1,2}^2=\frac{k(1+4\alpha)}{2M(2\alpha+3\alpha^2)}\pm\sqrt{\frac{k_2\left[1+8\alpha+16\alpha^2-4(2\alpha+3\alpha^2)\right]}{4M^2(2\alpha+3\alpha^2)^2}}, \quad (10)$$

откуда следует, что

$$\omega_{1\text{соб}}^2=\frac{k}{2M}\left(\frac{1+4\alpha-\sqrt{(1+4\alpha^2)}}{(2\alpha+3\alpha^2)}\right); \quad (11)$$

$$\omega_{2\text{соб}}^2=\frac{k}{2M}\left(\frac{1+4\alpha+\sqrt{(1+4\alpha^2)}}{(2\alpha+3\alpha^2)}\right). \quad (12)$$

В свою очередь частота динамического гашения может быть определена из частотного уравнения числителя передаточной функции (7):

$$\omega_{1\text{дин}}^2=\frac{k}{\alpha M}; \quad (13)$$

$$\omega_{2\text{дин}}^2=\frac{k}{2M\alpha}. \quad (14)$$

Особенность рассматриваемой виброзащитной системы с динамическим гасителем колебаний (m) и устройствами для преобразования движения заключается в том, что общее число режимов динамического гашения будет два (см. выражения (13), (14)). При этом амплитудно-частотная характеристика системы при входе $z\neq 0$ $(Q=0)$ и выходном сигнале y_0 имеет характерный вид, как показано на рисунке 3.

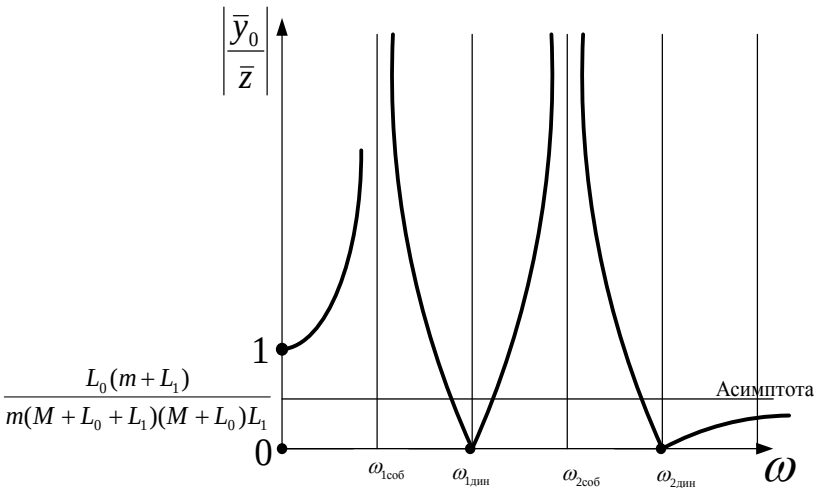


Рисунок 3 – Общий вид амплитудно-частотной характеристики системы с устройствами для преобразования движения

Отметим, что введение дополнительных связей $\left(L_0p^2, L_1p^2\right)$ не изменяет число степеней системы, но добавляет режим динамического гашения, определяемый выражением:

$$\omega_{1\text{дин}}^2 = \frac{k_0}{L_0}. \tag{15}$$

При этом частота второго режима динамического гашения определяется по уравнению:

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{k_1}{m+L}. \tag{16}$$

Выбор параметров k_1, k_0, m, L_0 и L_1 может оказать существенное влияние на частотные характеристики, однако во всех случаях в высокочастотной области коэффициент передачи амплитуды колебаний (в отличие от обычных систем) стремится к некоторому пределу

$$\left|W(p)\right|_{p\to\infty} = \frac{L_0(m+L_1)}{(M+L_0)m + L_1 m + (M+L_0)L_1}. \tag{17}$$

Что касается взаимного расположения $\omega_{1\text{дин}}$ и $\omega_{2\text{дин}}$, то частоты динамического гашения также могут изменять свое положение относительно частот собственных колебаний $\omega_{1\text{соб}}$, $\omega_{2\text{соб}}$. В этих случаях последняя ветвь амплитудно-частотной характеристики будет приближаться к предельному отношению амплитуд не снизу, а сверху. Результаты исследования частотных характеристик в зависимости от конструктивных параметров нашли отражение в работах [7, 8].

Для определения динамических реакций, возникающих при передаче кинематических возмущений на гаситель колебаний, можно воспользоваться структурной схемой на рисунке 2:

$$W_1(p) = \frac{\bar{R}}{\bar{z}(L_0p^2+k_0)} = \frac{\dfrac{(L_0p^2+k_0)}{(M+L_1+L_0)p^2+k_1+k_0}}{1-\dfrac{(L_0p^2+k_0)(L_0p^2+k_0)}{\left[(M+L_1+L_0)p^2+k_1+k_0\right]\left[(m+L_1)p^2+k\right]}} = \\ = \frac{(L_0p^2+k_0)\left[(m+L_1)p^2+k_1\right]}{A_0}, \tag{18}$$

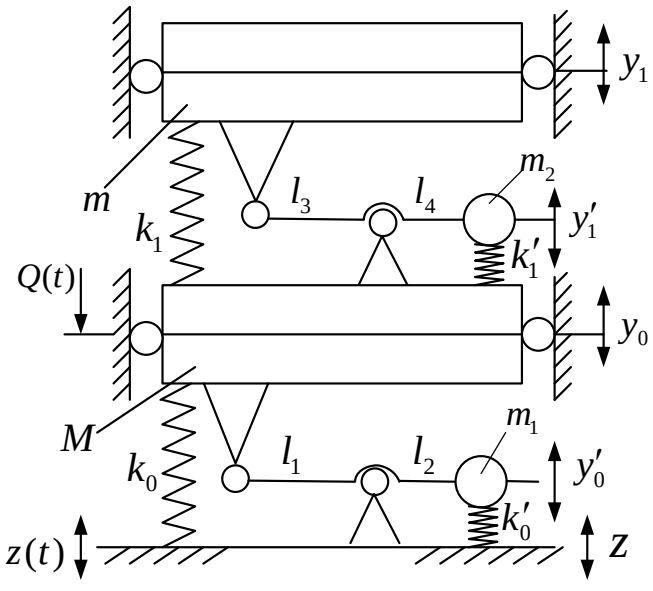


Рисунок 4 – Рычажная схема виброзащитной системы с рычажными устройствами для преобразования движения

где A_0 определяется выражением (7). То есть передаточная функция системы при входном сигнале в виде $\left(L_0p^2+k_0\right)\bar{z}$ совпадает с выражением (7), что соответствует определениям понятия о динамической реакции. Если рассматривать отношение модуля динамической реакции к смещению, то выражение (18) преобразуется к виду:

$$W_2(p) = \frac{\bar{R}}{\bar{z}} = \frac{(L_0p^2+k_0)^2\left[(m+L_1)p^2+k_1\right]}{A}, \tag{19}$$

где $\bar{R}$ – динамическая реакция, действующая на динамический гаситель.

Математическая модель виброзащитной системы с рычажным динамическим гасителем колебаний

На рисунке 4 представлена расчетная схема виброзащитной системы, в составе которой имеется устройство для преобразования дви-

жения в виде не винтового несамотормозящегося механизма, а рычажного, имеющего точку опоры на вибрирующей поверхности. Массы грузов динамических гасителей обозначены соответственно через m_1 и m_2; геометрические параметры рычагов обозначены через l_1, l_2, l_3 и l_4.

Рычажные механизмы в расчетной схеме на рисунке 4 играют роль соединительных устройств, которые работают в параллельных связках с элементами k_0 и k_1. Упругие элементы k_0' и k_1' усложняют схему динамических взаимодействий, однако их использование может рассматриваться как канал возможных настроек. Запишем выражения для определения кинетической и потенциальной энергии (см. рисунок 4):

$$T = \frac{1}{2}M\dot{y}_0 + \frac{1}{2}m\dot{y}_1^{\,2} + \frac{1}{2}m_1\left(\dot{y}_0'\right)^2 + \frac{1}{2}m_2\left(\dot{y}_1'\right)^2; \tag{20}$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k_0(y_0 - z)^2 + \frac{1}{2}k_0'\left(y_0' - z\right)^2 + \frac{1}{2}k_1\left(y_1 - y_0\right)^2 + \frac{1}{2}k_1'\left(y_1' - y_0\right)^2. \tag{21}$$

Для вывода уравнений движения введем в рассмотрение ряд соотношений:
угол поворота рычажного механизма относительно основания –

$$\varphi = \frac{y_0 - z}{l_1}; \tag{22}$$

смещение элемента m_1 определяется с учетом рычажных связей –

$$\varphi l_2 = \frac{\left(y_0 - z\right)l_2}{l_1} = \left(y_0 - z\right)i, \tag{23}$$

где $i = l_2 / l_1$ (отметим, что в рычаге на рисунке 4 движения концов рычага являются разнонаправленными);

скорость движения m_1 относительно неподвижного базиса –

$$\dot{y}_0' = -\left(\dot{y}_0 - \dot{z}\right)i + \dot{z}\,. \tag{24}$$

В свою очередь аналогичным образом можно найти, что

$$\varphi_1 l_4 \frac{\left(y_1 - y_0\right)l_4}{l_5} = \left(y_1 - y_0\right)i_1, \tag{25}$$

где $i_1 = l_4 / l_3$.

При этом скорость движения элемента m_2 относительно неподвижного базиса:

$$\dot{y}_1' = -\left(\dot{y}_1 - \dot{y}_0\right)i_1 + \dot{y}_0. \tag{26}$$

Запишем уравнения движения:

$$\begin{gathered}\ddot{y}_0\left(M + m_1 i^2 + m_2 i_1^2 + m_2\right) + y_0\left(k_0 + k_0' + k_1 + k_1'(i+1)^2\right) - \ddot{y}_1\left(m_2 i_1^2 + m_2 i_1\right) - \\ - y_1\left(k_1 + k_1'(i+1)\right) = \ddot{z}\left(m_1 i^2 + m_1 i\right) + k_0 + k_0'(i+1);\end{gathered} \tag{27}$$

$$\begin{gathered}\ddot{y}_0\left(-m_2 i_1^2 + m_2 i_1\right) + y_0\left(-k_1 - k_1'(i+1)\right) + \ddot{y}_1\left(m_2 i_1^2 + m\right) + \\ + \ddot{y}_1\left(m + m_2 i_1^2\right) + y_1\left(k_1 + k_1'\right) = 0.\end{gathered} \tag{28}$$

Структурная схема системы в соответствии с уравнениями движения (28) имеет вид, как показано на рисунке 5.

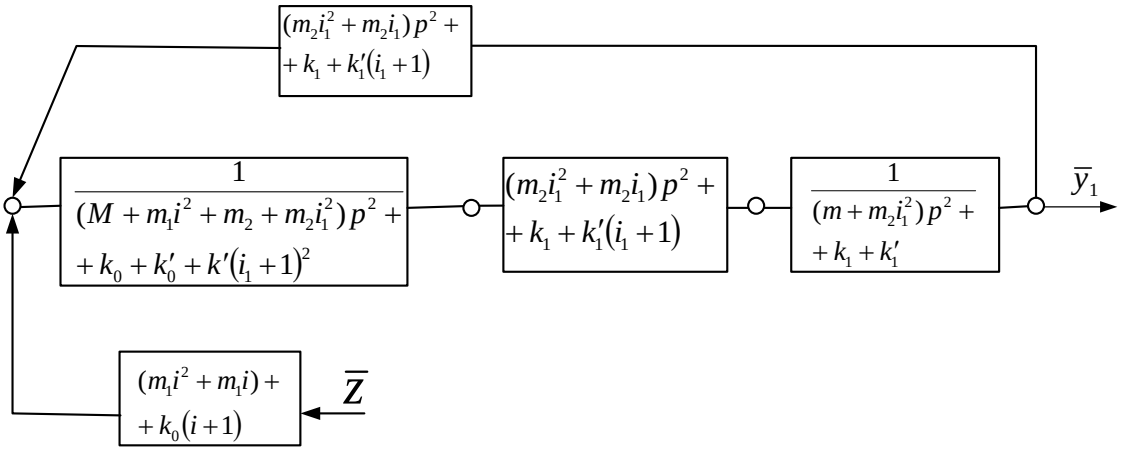


Рисунок 5 – Структурная схема системы в соответсвии с уравнениями движения (28)

Коэффициенты уравнений (27), (28) приведены в таблице.

Коэффициенты уравнений движения (27), (28)

a_{11} $\left(M + m_1 i^2 + m_2 i_1^2 + m_2\right) p^2 + k_0 + k_0' +$ $+ k_1 + k_1'(i+1)^2$	a_{12} $\left(-m_2 i_1^2 + m_2 i_1\right) p^2 - k_1 - k_1' \ (i_1 + 1)$
a_{21} $\left(-m_2 i_1^2 - m_2 i_1\right) p^2 - k_1 - k_1' \ (i_1 + 1)$	a_{22} $\left(m_2 + m_2 i_1^2\right) p^2 + k_1 + k_1'$
Q_1 $\left(m_1 i^2 + m_1 i\right) p^2 + k_0 + k_0' \ (i+1)$	Q_2 0

Примечание. Q_1 – обобщенная сила по координате y_0.

Определим передаточную функцию системы при кинематическом возмущении:

$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{\left[(m_1 i^2 + m_1 i) p^2 + k_0 + k_0'(1+i)\right]\left[(m + m_2 i_1^2) p^2 + k_1 + k_1'\right]}{\left[\left(M + m_1 i^2 + m_2 + m_2 i_1^2\right) p^2 + k_0 + k_0'(i_1+1)^2\right]\left[\left(m + m_2 i_1^2\right) p^2 + k_1 + k_1'\right] - \ldots} \quad (29)$$

$$\ldots - \left[\left(m_2 i_1^2 + m_2 i_1\right) p^2 + k_1 + k_1'(i_1+1)\right]^2}.$$

Запишем выражения для расчета частоты динамического гашения колебаний:

$$\omega_{1\text{дин}}^2 = \frac{k_0 + k_0'(i+1)}{m_1 i^2 + m_1 i}; \quad (30)$$

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{k_1 + k_1}{m + m_2 i_1^2}. \quad (31)$$

При «занулении» параметров m, k_1, m_2, k_1', получим:

$$W(p) = \frac{\bar{y}_0}{\bar{z}} = \frac{m_1 i(i+1) + k_0}{\left(M + m_1 i_1^2\right) p^2 + k_0}, \quad (32)$$

т. е. система приводится к схеме рычажного динамического гасителя колебаний [3].

Свойства системы с рычажным гасителем колебаний. Устройства с преобразованием движения

Приведенные выше расчетные схемы виброзащитных систем с режимами динамического гашения колебаний от обычных систем отличаются тем, что в структуре появляются не элементарные типовые звенья типа простой пружины, а некоторого устройства, которое может состоять из нескольких деталей, содержать несколько звеньев, иметь достаточно сложные массоинерционные и упругие свойства. Устройство для преобразования движения представляет собой механизм в том его понимании [10], когда под механизмом имеется в виду некоторая механическая цепь, состоящая из твердых тел, соединенных между собой кинематическими парами. Такой подход лежит в основе теории механизмов и машин, это позволяет строить механические системы, способные совершать сложные периодические движения с высокой точностью воспроизводимости повторных циклов. Что касается задач вибрационной защиты машин, оборудования и приборов, то механизм в структуре виброзащитной системы не реализует большинство из своих возможностей, хотя в теории и практике виброзащитных систем известны задачи, связанные с изучением колебательных процессов в механизмах [11 – 13].

В виброзащитных системах механизмы реализуют прежде всего функции формирования некоторого пространства настройки механической колебательной системы, выполняя одновременно функции преобразования движения элементов, если иметь в виду такие параметры, как смещение, скорость, ускорение, силы и др. Во многих случаях, как это было показано в работах [6 – 8], механизмы могут использоваться в режимах малых колебаний относительно некоторого состояния динамического равновесия и могут быть представлены в виде типовых элементарных звеньев виброзащитных систем. В таком случае звенья в линейных представлениях относятся к звеньям дифференцирования второго порядка, что нашло отражение в ряде работ последних лет [9 – 13]. Развиваемые подходы основаны на представлениях о расширении набора типовых звеньев виброзащитных систем. В общем плане это вполне очевидно, поскольку механизм (рычажный, зубчатый, гидравлический) так же, как пружина или демпфер, имеет вход, выход и может быть описан передаточной функцией, которая после аппроксимации в диапазоне малых движений и частот вполне соответствует массоинерционному звену специфичного вида с передаточной функцией вида $W(p) = Lp^2$ [6].

Таким образом, виброзащитные системы современных машин могут включать в свою структуру не только известные элементы в виде упругих и диссипативных элементов, но и механизмы различного вида. Последние могут быть названы устройствами для преобразования движения (УПД) и при малых движениях могут интерпретироваться как элементарные типовые звенья передаточной функцией дифференцирующего звена второго порядка. Такие устройства представляют интерес (в таких вариантах, как рычажные или винтовые несамотормозящиеся механизмы) для реализации режимов динамического гашения. В этом случае возможности механизма как механической цепи, состоящей из некоторого набора твердых тел, могут использоваться для ручной или полуавтоматической поднастройки на режим гашения колебаний.

Математическая модель виброзащитной системы, точнее ее основа, строится как структурная схема эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления. Что касается УПД, то их применение связано с расширением понятий о наборе типовых элементарных звеньев виброзащитных систем. В этом случае УПД как типовое звено обладает в отношении возможных структурных преобразований теми же свойствами, что и упругий элемент (или пружина). Упомянутое относится и к типовому элементарному звену, соответствующему демпферу. Введение типовых элементарных звеньев может рассматриваться как введение дополнительных обратных связей с использованием в соединениях соответствующих правил преобразования, совпадающих с правилами параллельного и последовательного соединения пружин.

Список литературы

1. Елисеев, С. В. Динамические гасители колебаний [Текст] / С. В. Елисеев, Г. П. Нерубенко. – Новосибирск: Наука, 1982. – 182 с.

2. Динамическое гашение колебаний как эффект введения дополнительных связей [Текст] / С. В. Белокобыльский, Ю. В. Ермошенко и др.// Системы. Методы. Технологии / Братский гос. ун-т. – Братск, 2011. – № 12. – С. 9 – 13

3. Елисеев, С. В. Обратные связи в теории динамического гашения колебаний [Текст] / С. В. Елисеев, А. Н. Трофимов, А. А. Савченко // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование / Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – № 2 (34). – С. 38 – 45

4. Концепция обратной связи в динамике механических систем и динамическое гашение колебаний [Текст] / С. В. Елисеев, А. Н. Трофимов и др. / techomag.edu.ru: Наука и образование: электронное научно-техническое издание. № 5. 2012. URL: http://technomag.edu.ru/doc/378353.html (дата обращения: 10.05.2012).

5. Хоменко, А. П. Динамическая балансировка вращающихся валов как форма динамического гашения колебаний механических систем [Текст] / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование / Иркутский ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – № 3 (35). – С. 8 – 16.

6. Dynamics of mechanical systems with additional ties / S. V. Eliseev, A. V. Lukyanov and others / Irkutsk State University. – Irkutsk, 2006. – 315 p.

7. Рычажные связи в задачах динамики механических колебательных систем. Теоретические аспекты. [Текст] / С. В. Елисеев, С. В. Белокобыльский и др.; Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2009. – 159 с. – Деп. в ВИНИТИ 27.11.2009, № 737.

8. Елисеев, С. В. Обобщенные подходы к построению математических моделей механических систем с Г-образными динамическими гасителями колебаний [Текст] / С. В. Елисеев, С. В. Белокобыльский // Системы. Методы. Технологии / Братский гос. ун-т. – Братск, 2011. – № 9. – С. 9 – 23.

9. Елисеев, С. В. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. Н. Резник, А. П. Хоменко. – Новосибирск: Наука. 2011. – 394 с.

10. Хоменко, А. П. Некоторые вопросы обеспечения адекватности расчетных схем и структурные интерпретации [Текст] / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование / Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – № 1 (33). – С. 8 – 13.

11. Елисеев С. В. Сочленения звеньев в динамике механических колебательных систем: Монография [Текст] / С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – 156 с.

12. Белокобыльский, С. В. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем [Текст] / С. В. Белокобыльский, С. В. Елисеев, В. Б. Кашуба. – СПб: Политехника, 2013. – 362 с.

13. Хоменко, А. П. Системный анализ и математическое моделирование в мехатронике виброзащитных систем [Текст] / А. П. Хоменко, С. В. Елисеев, Ю. В. Ермошенко / Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – 274 с.

УДК 621.396.6

О. А. Лысенко, Р. Н. Хамитов

СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ НАПОРА УСТАНОВОК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СО СКАЛЯРНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Предложена система стабилизации напора в насосных установках со скалярным управлением асинхронным электродвигателем. Расчет переходных процессов в насосной установке с использованием пакета Simulink показал работоспособность системы и устойчивую работу как при пуске двигателя, так и при сбросе/набросе нагрузки.

Из соображений энергоэффективности объективно подтверждается необходимость перехода от систем дроссельного регулирования насосных агрегатов к системам автоматического управления ими путем автоматического поддержания необходимого технологического параметра, в частности, напора при изменяющемся расходе воды за счет применения частотно-регулируемых асинхронных электроприводов [1]. Эта проблема имеется как в насосных системах железнодорожных станций, так и в гидравлических системах железнодорожного транспорта.

Турбомеханизмы, к которым относятся центробежные насосы для перекачки воды и других жидкостей, потребляют до 25 % всей вырабатываемой электроэнергии и заключают в себе громадные резервы энергосбережения [1]. Работа этих систем отличается неравномерным потреблением воды, тепловой энергии в зависимости от погодных условий и времени года.

В настоящее время в частотном электроприводе существует два подхода к построению систем регулирования – это векторные и скалярные системы.

Скалярное регулирование, или U/f-регулирование, нашло наибольшее распространение вследствие относительной простоты и надежности.

Большинство из используемых скалярных систем регулирования использует типовые законы вольт-частотных характеристик (U/f = const и U/f^2 = const). Однако учет гидравлических характеристик магистрали и насоса позволяет построить оптимальные с точки зрения энергоэффективности режимы работы.

Для значительной группы насосных установок экономичный режим обеспечивается стабилизацией напора в системе подачи жидкости [1]. К таким установкам относятся насосные установки железнодорожных станций системы ОАО «РЖД», насосные станции второго и третьего подъемов промышленных и городских водопроводов, насосные станции подкачки, станции закрытых систем орошения и т. д. Необходимость стабилизации напора в сети этих станций обусловлена вероятностным характером режима водопотребления. Переменный характер водопотребления требует непрерывных изменений в режиме работы насосной установки. Изменения должны выполняться так, чтобы поддерживались требуемые значения технологических параметров (расхода, напора) в системе в целом и одновременно обеспечивалось минимально возможное энергопотребление насосной установки [2].

Такая задача решается системой автоматического управления насосной установки, стабилизирующей напор в сети по заданному значению. Во всех точках сложной разветвленной сети стабилизировать напор практически невозможно, поэтому напор можно стабилизировать только в отдельных точках, которые называют диктующими. В качестве диктующих берут точки, обеспечение необходимого напора в которых гарантирует поддержание такого же или более высокого напора в остальных точках сети. Как правило, в качестве диктующих выбираются точки, наиболее удаленные в гидравлическом отношении, а также расположенные на наиболее высоких отметках.

Разработана система регулирования напора (рисунок 1), преимуществом которой является то, что сигнал обратной связи по напору снимается не в диктующей точке гидросети (А), а непосредственно в насосной станции. Система состоит из насосного агрегата, оснащенного регулируемым электроприводом, преобразователей давления и расхода, пропорционально-интегрального регулятора (ПИ) – РН (регулятор напора), пропорциональных регуляторов РПН (регулятор потерь напора) и РЧН (регулятор частоты и напряжения), реализующего оптимальную регулировочную вольт-частотную характеристику.

Структурная схема системы, предназначенная для определения структуры и параметров регуляторов и для расчета переходных процессов в пакете Simulink, приведена на рисунке 2.

Схема (см. рисунок 2) построена с использованием математического описания асинхронного двигателя [3] во вращающейся системе координат (блок AD80M2).

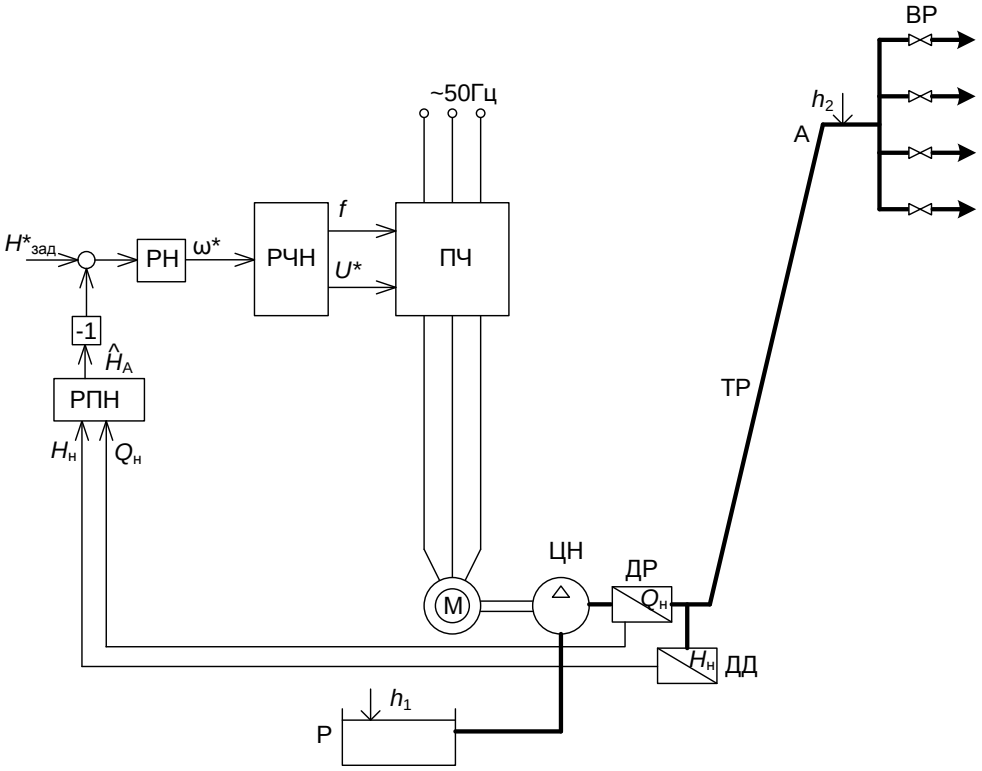


Рисунок 1 – Принципиальная схема стабилизации напора в диктующей точке водопроводной сети с датчиками напора и расхода: ЦН – центробежный насос; М – асинхронный регулируемый электродвигатель; Р – резервуар; ТР – трубопровод; ВР – водоразборные устройства; ПЧ – преобразователь частоты; ДД, ДР – датчики давления и расхода; РПН, РН и РЧН – регуляторы потерь напора, напора, частоты и напряжения

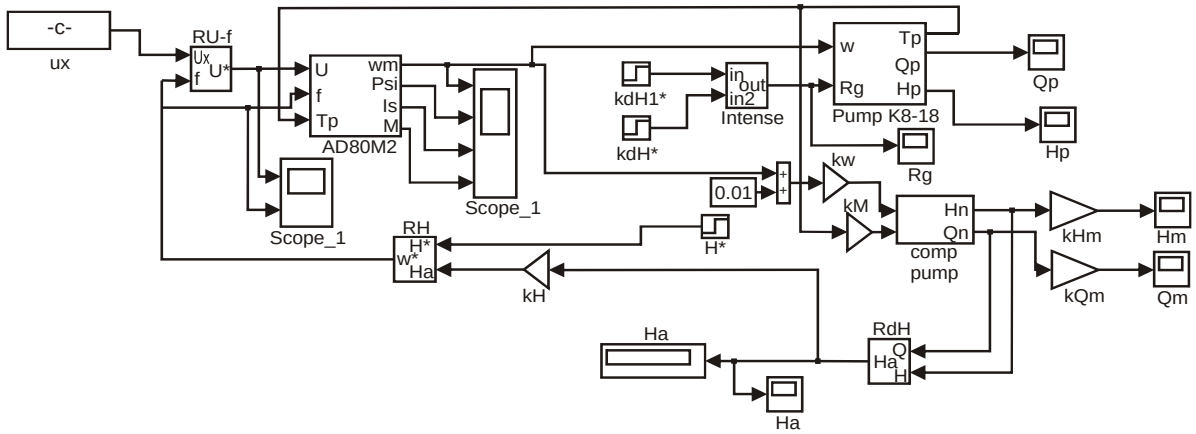


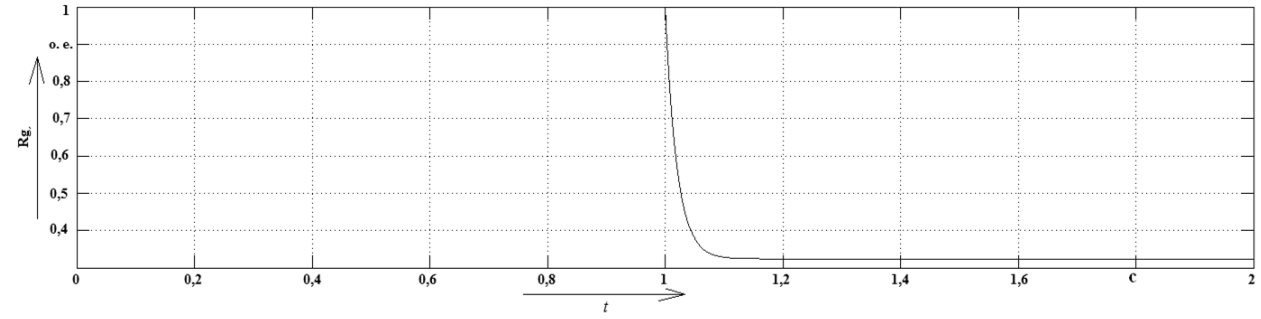
Рисунок 2 – Структурная схема системы стабилизации напора в диктующей точке при скалярном управлении асинхронным двигателем

В качестве модели центробежного насоса (Pump K8-18, см. рисунок 2) выступает структурная схема, полученная с помощью электрогидравлических аналогий и соответствующая математическому описанию, использующему вращающиеся пространственные векторы [3]. Адекватность модели АД-ЦН оценивалась с помощью экспериментальной установки [4].

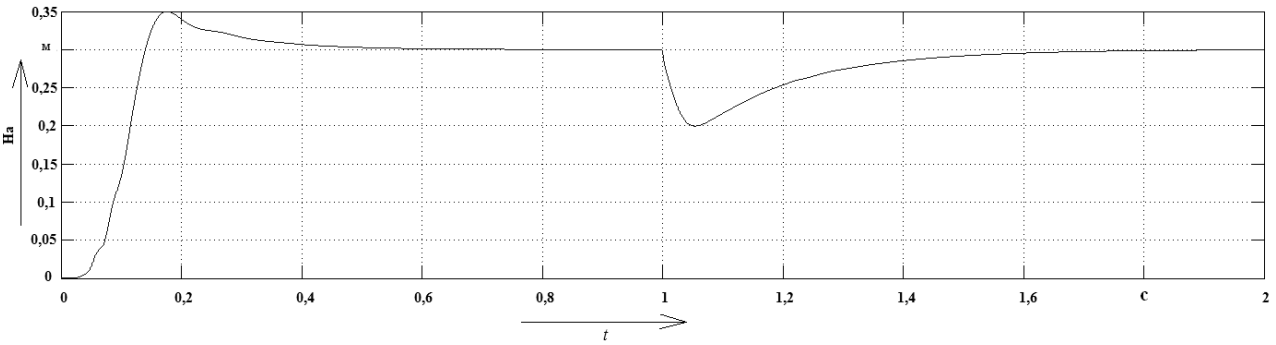
Блок Comp Pump (см. рисунок 2), определяющий текущий напор и расход ЦН через механические параметры двигателя (момент нагрузки и скорость вращения), передает полученные значения на регулятор потерь напора (блок RdH, см. рисунок 2). Значение диктующего напора подается на вход регулятора напора (блок RH, см. рисунок 2). В своем составе блок RH содержит ПИ-регулятор.

В блоке RU-*f* в соответствии с заданной относительной частотой вращения ω^* вычисляются необходимые значения питающей частоты и напряжения.

На рисунках 3 – 6 показаны переходные процессы в системе при пуске двигателя мощностью 1,5 кВт и центробежного насоса К-8-18. В момент времени t = 1 с, когда все параметры приняли свои установившиеся значения, с помощью задатчика интенсивности происходит увеличение гидравлического сопротивления нагрузки насоса. Решение задачи производилось с помощью жестких методов численного интегрирования.

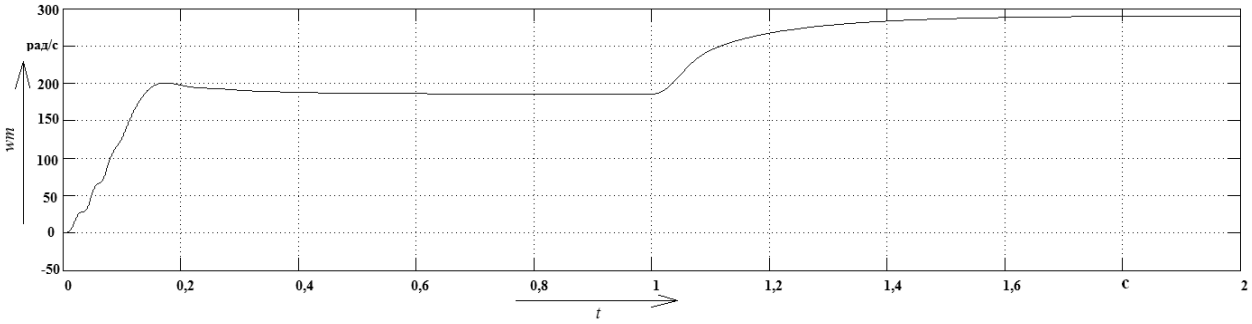


а

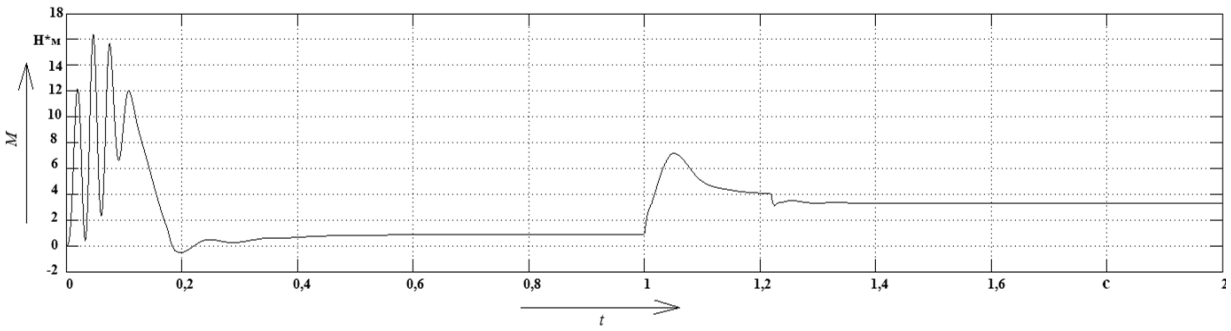


б

Рисунок 3 – Переходные процессы при уменьшении гидравлического сопротивления:
а – гидравлическое сопротивление нагрузки ЦН; б – напор в диктующей точке

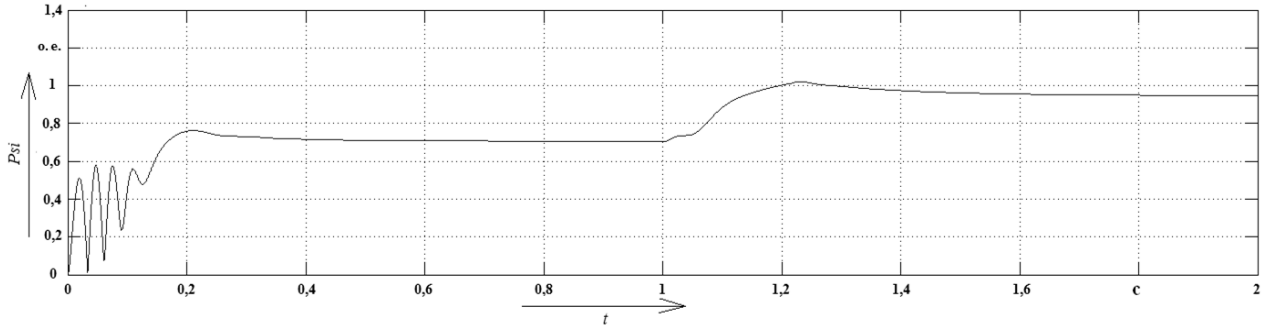


а

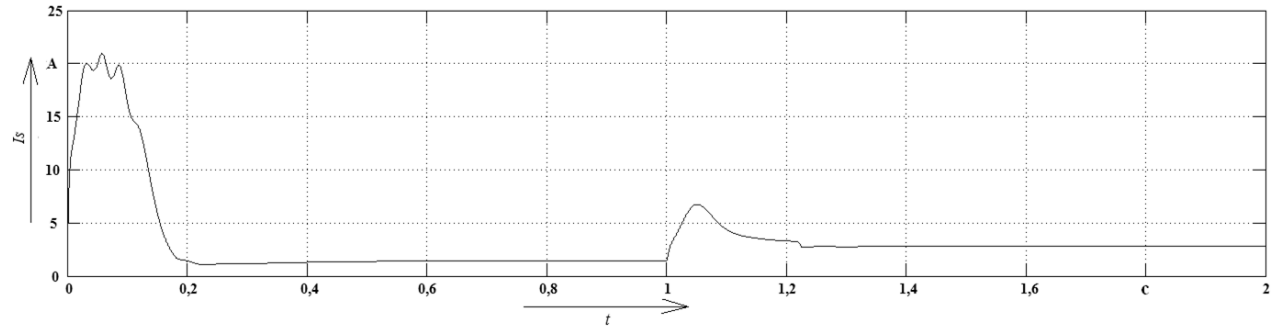


б

Рисунок 4 – Переходные процессы при уменьшении гидравлического сопротивления:
а – скорость вращения АД; б – момент АД

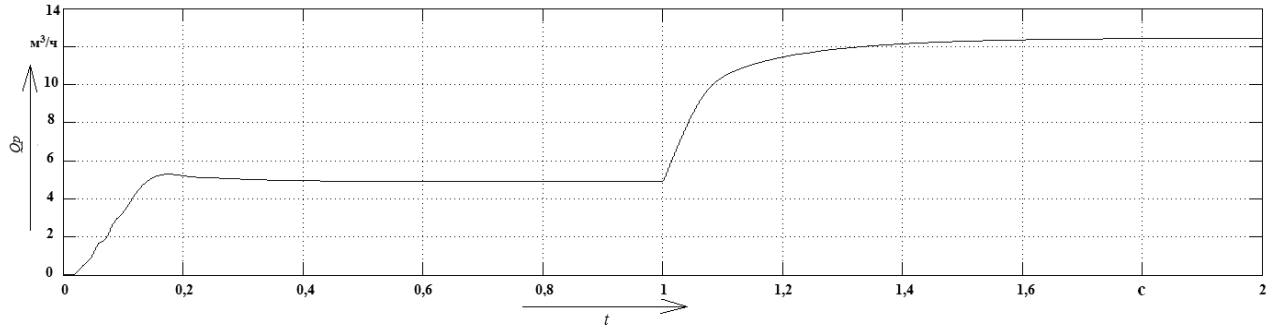


а

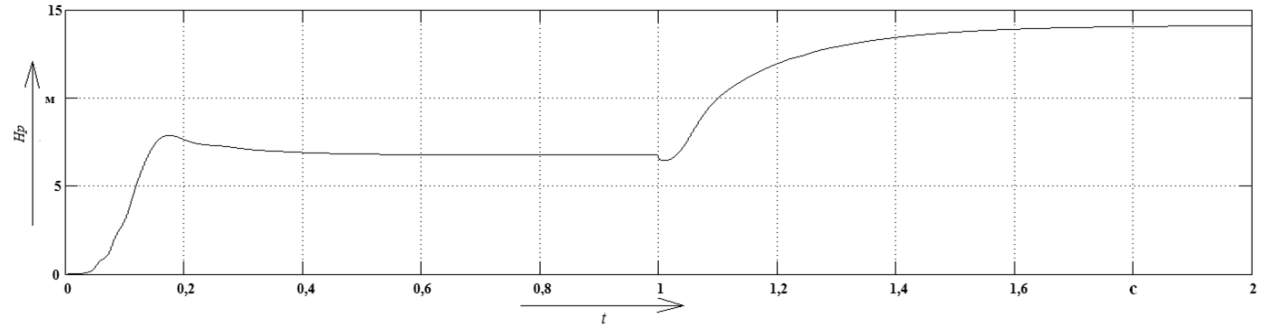


б

Рисунок 5 – Переходные процессы при увеличении гидравлического сопротивления:
а – потокосцепление; б – ток статора



а



б

Рисунок 6 – Переходные процессы при увеличении гидравлического сопротивления:
а – расход ЦН ($м^3$/ч); б – напор ЦН (м)

Таким образом, система стабилизации напора со скалярным управлением асинхронным двигателем показывает свою работоспособность и ведет себя устойчиво как при пуске двигателя, так и при сбросе/набросе нагрузки. При этом потокосцепление ротора не стабилизировано,

что отрицательно сказывается на энергоэффективности привода. Данную задачу можно решить за счет применения электропривода с векторным управлением асинхронного двигателя.

Список литературы

1. Лезнов, Б. С. Энергосбережение и регулируемый привод в насосных установках [Текст] / Б. С. Лезнов. – М.: Биоинформсервис, 1998. – 180 с.

2. Лысенко, О. А. Режимы энергосбережения электромеханического комплекса «центробежный насос – асинхронный двигатель» [Текст] / О. А. Лысенко, А. И. Мирошник // Омский научный вестник. – Омск, 2011. – № 2 (98). – С. 145 – 148.

3. Лысенко, О. А. Исследование динамических характеристик электромеханического комплекса «центробежный насос – асинхронный двигатель» [Текст] / О. А. Лысенко, А. С. Солодянкин // Омский научный вестник. – Омск, 2010. – № 2 (90). – С. 148 – 151.

4. Лысенко, О. А. Гидравлический стенд для исследования авиационных электротехнических комплексов [Текст] / О. А. Лысенко, А. В. Дегтярев, Р. Н. Хамитов // Решетневские чтения: Материалы XVI междунар. науч. конф.: В 2 ч. / Сибирский гос. аэрокосмический ун-т им. академика М. Ф. Решетникова. – Красноярск, 2012. – Ч. 1. – С. 316, 317.

УДК: 629.4.069

Д. Я. Носырев, А. А. Свечников

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Статья посвящена расчетно-экспериментальным исследованиям газовоздушной системы тепловозного дизеля, усовершенствованной циклоном-электрофильтром. Основное внимание уделяется определению эффективности работы разработанной газовоздушной системы. Построена математическая модель газодинамических процессов газовоздушной системы, которая позволяет оценить влияние геометрической конфигурации и электродинамических воздействий на процесс очистки отработавших газов от твердых загрязнителей. Проведено сравнение полученных расчетных данных с экспериментальными.

В состав отработавших газов тепловозного дизеля входит множество токсичных компонентов. Важное место в общем уровне токсичности занимает сажа, так как ее выбросы значительны (определяют повышенную дымность). Проанализировав нормативные значения выбросов вредных веществ и степень их ужесточения по отношению к требованиям 1996 г., можно заметить, что эта степень непрерывно возрастает. Выполнения требований норм «Евро-V» и «Евро-VI» можно добиться совершенствованием газовоздушной системы тепловозного дизеля (Экологическая стратегия ОАО «РЖД» на период до 2015 года и перспективу до 2030 года).

Как один из вариантов совершенствования системы выпуска отработавших газов предлагается оборудовать выхлопную систему дизеля внешним устройством очистки отработавших газов от сажи. Анализ последних достижений в области конструирования устройств очистки выхлопных газов от твердых загрязнителей показывает, что большинство из них сложны в изготовлении и нетехнологичны. Таким образом, для обеспечения экологической безопасности тепловозных дизелей требуется разработать дешевое, надежное и технологичное устройство очистки выхлопных газов от твердых загрязнителей. Устройство должно иметь такую степень очистки, которая обеспечивала бы с запасом требуемый уровень предельно допустимой концентрации сажи. Подобное устройство было разработано на кафедре «Локомотивы» Самарского государственного университета путей сообщения (рисунок 1) [1, 2].

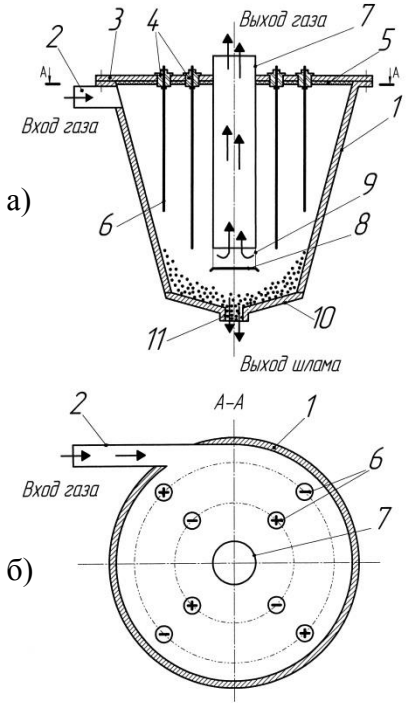


Рисунок 1 – Принципиальная схема циклона-электрофильтра

На основании известных методик и рекомендаций были рассчитаны основные геометрические параметры предложенного устройства применительно к условиям работы дизеля тепловоза ЧМЭ3. Разработанное устройство имеет небольшое гидравлическое сопротивление. Геометрические размеры предложенного устройства: диаметр цилиндрической части $D_{ц}$ = 300 мм; высота цилиндрической части корпуса $H_{ц}$ = 410 мм; высота конической части корпуса $H_{к}$ = 500 мм; ширина входного патрубка $b_{вх}$ = 75 мм; высота входного патрубка $h_{вх}$ = 150 мм; диаметр выхлопной трубы $d_{вых}$ = 150 мм; глубина выхлопной трубы $h_{вых}$ = 320 мм.

Для улавливания твердых частиц предложен электродинамический метод очистки отработавших газов. Разработанное устройство представляет собой центробежный циклон-электрофильтр, в котором реализуются одновременно механизмы центробежной и электроочистки. Циклон-электрофильтр состоит из конического корпуса 1 с входным патрубком 2, крышки корпуса 3, изоляторов 4, изолирующей пластины 5, коронирующих электродов 6, выходного патрубка 7, отражателя 8, спиц 9, бункера 10 с осевым патрубком выхода сажи 11.

Разработана математическая модель определения эффективности работы газовоздушной системы тепловозного дизеля, позволяющая анализировать ее характеристики в зависимости от эксплуатационных показателей дизеля и учитывающая влияние геометрической конфигурации газовоздушной системы, а также влияние электродинамических воздействий на процесс очистки отработавших газов от твердых загрязнителей [3].

Оценка влияния сил, действующих на частицу сажи, позволяет сделать вывод о том, что основными силами, действующими на частицу в циклоне-электрофильтре, являются силы инерции, силы электрического взаимодействия и сила аэродинамического сопротивления газа. Результирующая сила:

$$\vec{F}_{\Sigma} = \vec{F}_{ц} + \vec{F}_{к} + \vec{F}_{а}, \quad (1)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила инерции;

$F_{а}$ – аэродинамическая сила;

$F_{к}$ – сила электрического взаимодействия.

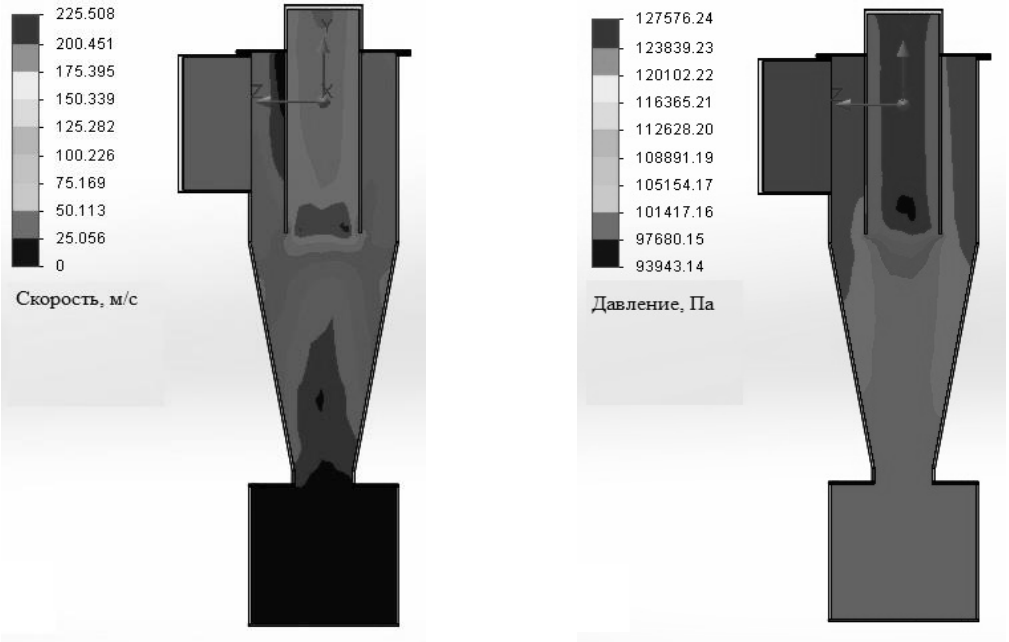
Однако эффективность улавливания сажевых частиц при одновременном воздействии на них механизмом центробежной очистки и механизмом электрического осаждения невысока (не более 60 %).

Использование униполярного коронного разряда внутри циклона-электрофильтра нецелесообразно. Если же коронирующие электроды подключить к источнику напряжения таким образом, чтобы на них образовывался биполярный коронный разряд, то механизм осаждения частиц сажи заменится механизмом их коагуляции. Разноименно заряженные частицы получат необходимый импульс к коагуляции и будут интенсивно слипаться, увеличиваться в размерах. Частицы больших размеров эффективно улавливаются за счет действия центробежных сил.

На первом этапе математического моделирования в современном программном комплексе *SolidWorks* была построена трехмерная твердотельная модель газовоздушной системы дизеля с циклоном-электрофильтром. На втором этапе расчетного моделирования были определены граничные условия для твердотельной модели, которыми являются расход газа на

входе устройства, давление на выходе и физико-химические свойства отработавших газов тепловозного дизеля. Все расчеты выполнены применительно к условиям работы дизеля тепловоза ЧМЭ3. При работе дизеля тепловоза ЧМЭ3 на номинальном режиме расход газа $G_г$ = = 1,62 кг/с. Очищенный газ после устройства выпускается в атмосферу, следовательно, давление на выходе устройства равно атмосферному: $P_{атм}$ = 101325 Па.

В программном комплексе *SolidWorks* с использованием модуля *Flow Simulations*, необходимым для газодинамического анализа, был проведен расчет скоростей внутри устройства и построены диаграммы распределения скоростей и давления (рисунок 2).



а б

Рисунок 2 – Диаграммы распределения скоростей (а) и давления (б)

Была построена диаграмма траекторий движения газового потока. Для расчета траекторий движения частиц с газовым потоком необходимо знать их уравнения движения.

Ступенчатая, или фракционная, эффективность центробежного уловителя рассчитывается по формуле:

$$\eta_{пол} = \sum_{i=1}^{12} m_i \eta_i \ , \qquad (2)$$

где m_i – массовая доля частиц для диапазона размеров i;

η_i – фракционная эффективность (в процентах) для i-го диапазона размера частицы.

Коагуляция частиц, находящихся в потоке газа, зависит от размера частиц, электрического заряда и температуры. Наличие зарядов на частицах существенно изменяет процесс взаимодействия частиц между собой и с дисперсной средой. Основное кинетическое уравнение коагуляции имеет вид:

$$\frac{dn(m,t)}{dt} = K(n(m,t)), \qquad (3)$$

где $n(m,t)$ – непрерывный спектр масс частиц, пропорционален спектру кубу диаметров частиц;

функционал $K(n(m,t))$ называется коагуляционным членом.

В программном комплексе *SolidWorks* с использованием модуля *Flow Simulations*, был проведен расчет степени очистки циклонного очистителя для различных размеров сажевых частиц при расходе газа, эквивалентном 1,62 кг/с (частота вращения – 750/60 $с^{-1}$) (рисунок 3). Накопление электрического заряда приводит к появлению действующих сил притяжения и отталкивания между частицами, что изменяет вероятность их коагуляции.

Увеличение размеров частиц сажи определяется константой коагуляции – вероятностью коагуляции частиц в единицу времени.

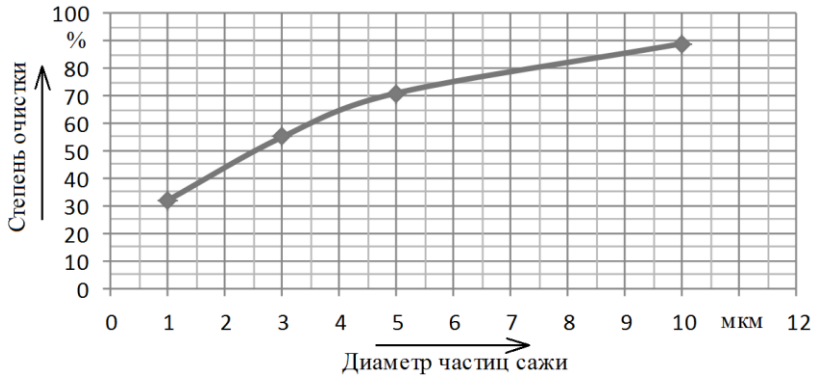


Рисунок 3 – Зависимость степени очистки от диаметра улавливаемых частиц при расходе газа эквивалентном 1,62 кг/с (частота вращения 750/60 $с^{-1}$)

Так как аналитическое определение константы коагуляции достаточно затруднительно, то введем понятие коэффициента коагуляции. Коэффициент коагуляции K_k – безразмерная величина, которая показывает, во сколько раз увеличится полная степень очистки устройства за счет коагуляции частиц сажи под действием биполярного коронного разряда. При расчете степени очистки циклона-электрофильтра учтем коэффициент коагуляции K_k, величина которого будет оценена эмпирически по результатам проведения экспериментальных исследований.

Уравнение для определения полной эффективности устройства очистки отработавших газов тепловозов от сажи (2) с учетом коэффициента коагуляции примет вид:

$$\eta_{\text{пол}} = K_k \sum_{i=1}^{12} m_i \eta_i \,. \qquad (4)$$

Так как средний диаметр частиц сажи по массе в отработавших газах тепловозного дизеля равен 3 мкм, то для достижения степени очистки, равной 90 – 97 %, нужно обеспечить коэффициент коагуляции 1,6 – 1,95 единицы при $\sum_{i=1}^{12} m_i \eta_i = 50\,\%$.

Экспериментальные исследования газовоздушной системы, усовершенствованной циклоном-электрофильтром, проводились в лаборатории СамГУПСа «ЛЭУ» на дизеле Д242 [5]. Для оценки возможности обеспечения требуемых предельно допустимых концентраций сажи в отработавших газах дизеля с помощью циклона-электрофильтра на биполярном коронном разряде построена зависимость массовой концентрации сажи от режима работы дизеля с нанесением линии ПДК на область графика, представленного на рисунке 4. Зависимость построена для различных напряжений на электродах U, а также для дизеля, работающего без каких-либо устройств очистки.

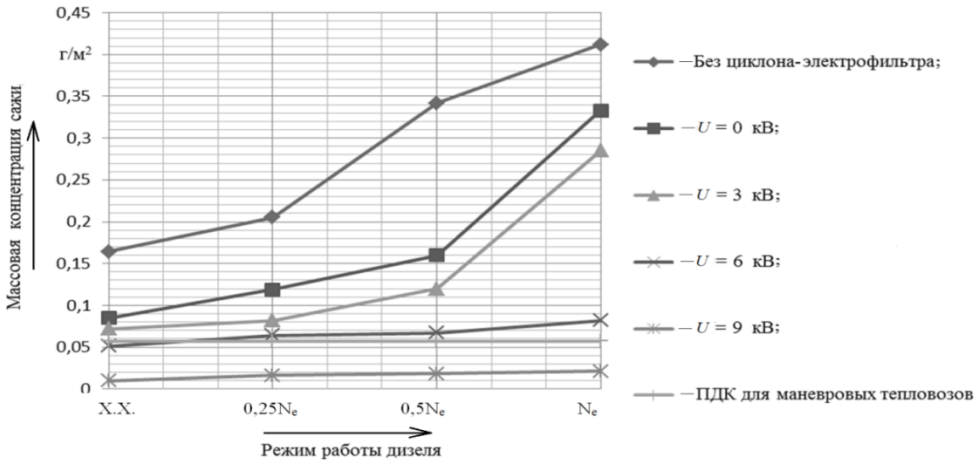


Рисунок 4 – Зависимость массовой концентрации сажи от режима работы дизеля по мощности N_e для различных напряжений на электродах U

В целом экспериментальные исследования показали следующее: объемная концентрация сажи в отработавших газах дизеля без использования каких-либо средств очистки существенно превышает предельно допустимую концентрацию по ГОСТу; степень очистки циклона-электрофильтра на биполярном коронном разряде в 1,3 – 1,5 раза выше, чем на униполярном коронном разряде; работа циклона-электрофильтра на напряжении U = 9 кВ с запасом обеспечивает предельно допустимую концентрацию сажи на всех эксплуатационных режимах работы дизеля; степень очистки циклона-электрофильтра, работающего на напряжении U = 9 кВ, держится постоянной независимо от режимов работы дизеля; оптимальное количество коронирующих электродов равно трем – четырем парам; применение циклона-электрофильтра, работающего на биполярном коронном разряде, позволяет уменьшить объемную концентрацию сажи в 10,7 раза; установка циклона-электрофильтра в выхлопную систему дизеля не влияет на экономичность работы дизеля и на его мощность.

По результатам исследований получена расчетно-экспериментальная зависимость коэффициента коагуляции от напряжения на электродах (рисунок 5).

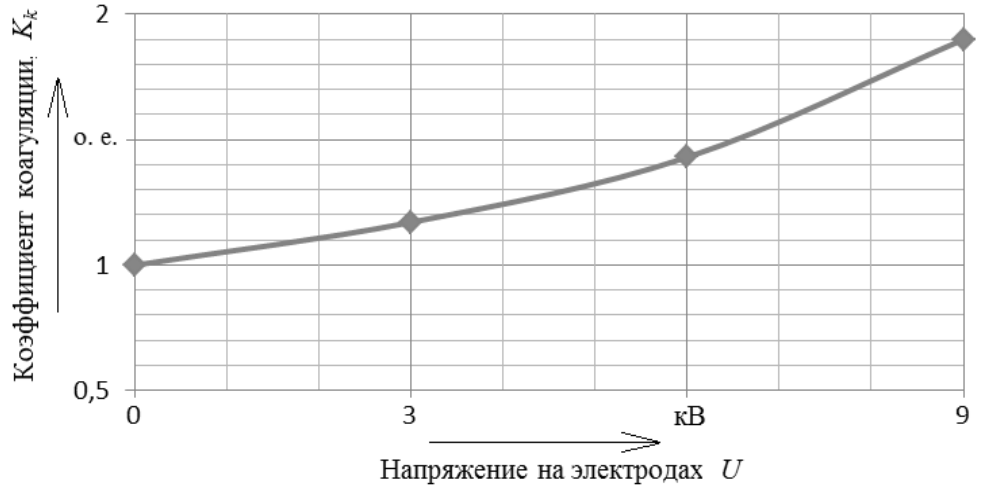


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента коагуляции от напряжения на электродах

С повышением напряжения на коронирующих электродах циклона-электрофильтра коэффициент коагуляции непрерывно растет. При напряжении U = 9 кВ коэффициент коагуляции достигает своего пика: K_k = 1,9. При таком режиме работы степень очистки циклона-электрофильтра, полученная экспериментально, достигает 95 %.

На рисунке 6 дано сопоставление экспериментальных и расчетных значений степени очистки циклона-электрофильтра в зависимости от режима работы дизеля Д242.

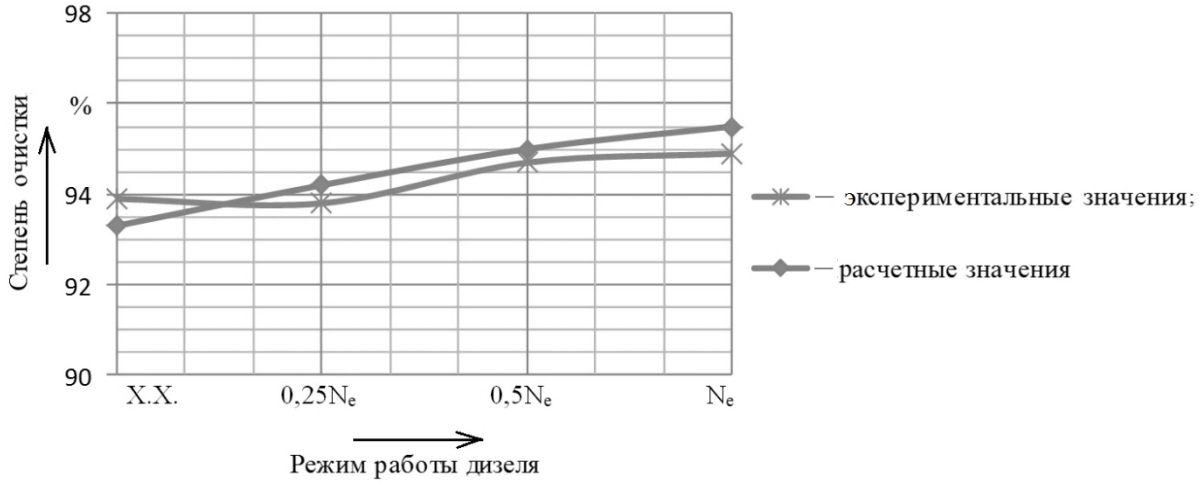


Рисунок 6 – Зависимость степени очистки циклона-электрофильтра от режима работы дизеля, построенная по расчетным и экспериментальным данным

Расчеты, выполненные с помощью разработанной математической модели, показали хорошую сходимость с результатами, полученными в ходе экспериментальных исследований работы разработанного циклона-электрофильтра при испытаниях его на дизеле Д242. Расхождение расчетных и экспериментальных данных не превышает 7 %. Следовательно, можно сделать вывод об адекватности расчетных исследований циклона-электрофильтра, адаптированного к тепловозу ЧМЭ3. Вероятность воспроизводимости полученной расчетным путем степени очистки составит 95 – 98 %.

Список литературы

1. Пат. 117321 Российская Федерация, МПК B 03 C 3/15. Циклон-электрофильтр [Текст] / Носырев Д. Я., Свечников А. А.; заявитель и патентообладатель Самарский гос. ун-т путей сообщения; заявл. 24.11.2011; опубл. 27.06.2012, Бюл. № 18.

2. Носырев, Д. Я. Разработка устройства очистки отработавших газов тепловозного дизеля от твердых загрязнителей [Текст] / Д. Я. Носырев, А. А. Свечников // Молодой ученый. – Чита, 2012. – № 10 (45). – С. 67 – 69.

3. Носырев, Д. Я. Моделирование процесса очистки газовых выбросов тепловозных дизелей от сажи в циклоне-электрофильтре [Текст] / Д. Я. Носырев, А. А. Свечников // Вестник Ростовского гос. ун-та путей сообщения / Ростовский гос. ун-т путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2012. – № 4 (48). – С. 31 – 35.

4. Носырев, Д. Я. Экспериментальные исследования работы циклона-электрофильтра в качестве устройства очистки отработавших газов тепловозных дизелей [Текст] / Д. Я. Носырев, А. А. Свечников // Вестник транспорта Поволжья / Самарский гос. ун-т путей сообщения. – Самара, 2012. – № 6 (36). – С. 13 – 20.

УДК 621.236.038

Е. И. Сковородников, Л. Ю. Михайлова

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО АНАЛИЗУ ДВИЖЕНИЯ ИГЛЫ ФОРСУНКИ

Предложен способ диагностирования, позволяющий на работающем двигателе определить диаграмму движения иглы распылителя с использованием датчика давления, установленного в полости над иглой форсунки, оценить фактический угол опережения подачи топлива и техническое состояние форсунки дизеля.

Основным конструктивным элементом топливной форсунки дизельных двигателей является распылитель, работоспособность которого определяется величиной хода и подвижностью иглы, величиной зазора в паре «игла – корпус распылителя», давления подъема иглы, герметичностью посадочного конуса, значением изменения площади сопловых отверстий. Очевидно, что информацию о техническом состоянии форсунки и начале подачи топлива в камеру сгорания можно получить по анализу движения иглы.

Движение иглы топливной форсунки можно определить индуктивным датчиком, выполненным в виде проставки (рисунок 1), которая располагается между корпусами распылителя и форсунки [1]. В условиях эксплуатации двигателей применение индуктивного датчика в виде проставки между корпусами распылителя и форсунки затруднено, так как связано с необходимостью снятия форсунки с двигателя и ее разборки.

В предложенном способе диагностирования работоспособности форсунки показана возможность записи хода иглы съемным датчиком давления, который устанавливается на колпаке форсунки в линии отвода утечек (линия слива чистого топлива).

В момент подъема иглы 1 (см. рисунок 1) в полости корпуса форсунки 5, заполненной топливом, давление повышается, что может быть зафиксировано датчиком давления. Конструкция датчика для оценки величины давления в объеме над иглой форсунки косвенно определяет ход иглы [2].

В корпусе 9 расположено уплотнительное кольцо, на котором находится мембрана 10 диаметром 20 мм и толщиной 1 мм. Мембрана прижата к уплотнительному кольцу стаканом 11. Рабочий тензоэлемент (проволочный датчик) наклеен на мембрану 10, а компенсационный – на поверхность стакана 11. Для удаления воздуха из объема форсунки и датчика предусмотрен шариковый клапан, управляемый винтом 8.

Изменение давления в полости форсунки определяется выражением:

$$P_{и} = V_{и} / (\alpha_m \cdot V_{ф}), \qquad (1)$$

где $P_{и}$ – давление, создаваемое насосным ходом иглы в замкнутом объеме форсунки $V_{ф}$;

α_m – коэффициент сжимаемости топлива;

$V_{и}$ – объем топлива, вытесняемый при движении иглы.

Очевидно, что величина $V_{и}$ может определяться по формуле:

$$V_{и} = \pi d_{и}^2 h_{и} / 4, \qquad (2)$$

где $d_{и}$ и $h_{и}$ – соответственно диаметр и ход иглы распылителя.

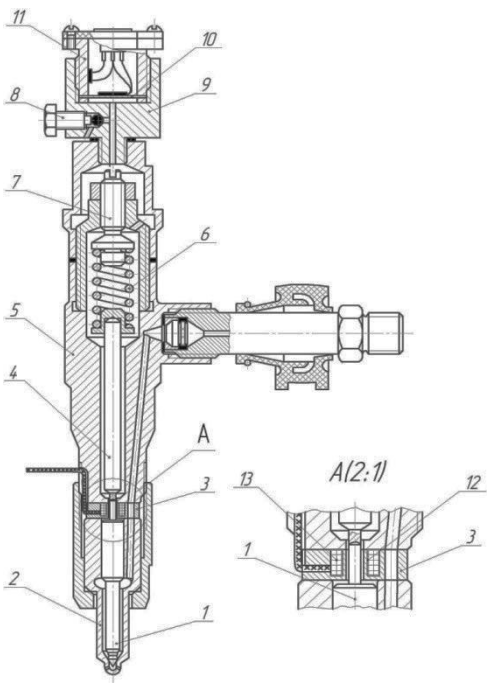


Рисунок 1 – Форсунка с установкой датчиков перемещения иглы и записи давления в ее полости: 1 – игла распылителя; 2 – корпус распылителя; 3 – индуктивный датчик перемещения иглы; 4 – штанга; 5 – корпус форсунки; 6 – пружина;7 – регулировочный винт; 8 – винт для удаления воздуха; 9 – корпус датчика давления; 10 – мембрана с тензоэлементом; 11 – стакан; 12 – уплотняющая стенка корпуса датчика; 13 – катушка

Из анализа формул (1) и (2) следует, что при постоянных значениях α_m, $V_{ф}$, $d_{и}$ величина $P_{и}$ пропорциональна ходу иглы $h_{и}$. Тогда справедлива и обратная задача, т. е. по изменению давления $P_{и}$ с достаточной для практики точностью можно определять изменение хода иглы форсунки.

На рисунке 2 приведены графики, характеризующие движение иглы, записанное индуктивным датчиком 3, и изменение давления в объеме над иглой форсунки при ее движении, которое записано датчиком давления, расположенным в корпусе 9.

Как видно из рисунка 2, виды графиков практически идентичны, что позволяет использовать график изменения давления при подъеме иглы форсунки и интерпретировать его в определенном масштабе как график подъема иглы.

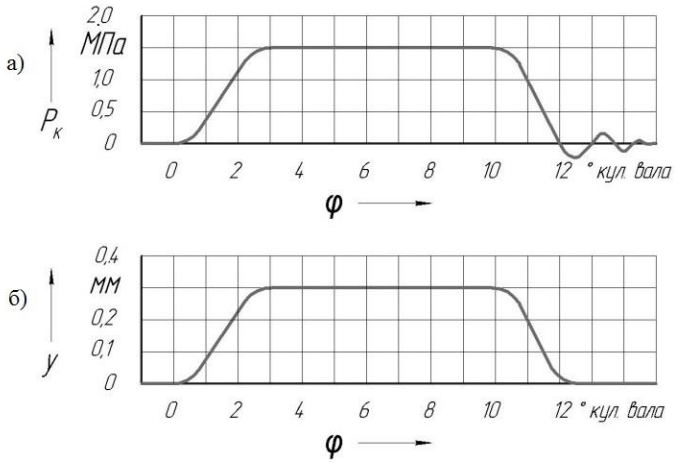


Рисунок 2 – Давление в объеме над иглой при ее движении (а) и изменение перемещения иглы форсунки (б)

В связи с этим технологию диагностирования работоспособности форсунок на работающем двигателе по анализу хода иглы можно представить в следующем виде.

1. Демонтируют сливную магистраль топливной форсунки первого цилиндра двигателя.

2. Устанавливают герметично датчик давления в полость слива утечек чистого топлива, удаляя из нее воздух.

3. Соединяют датчик давления и индуктивный датчик для отметки внутренней мертвой точки (ВМТ) с контроллером (переносным компьютером).

4. Запускают и прогревают двигатель, включают контроллер, на его экране появляются отметка ВМТ в градусах поворота коленчатого вала и диаграмма движения иглы.

Действительный, фактический угол опережения подачи топлива рекомендуется определять путем записи хода иглы и отметки ВМТ. Движение иглы фиксируется при помощи индуктивного датчика или съемного датчика давления, который устанавливается в дренажную, сливную, магистраль форсунки [2].

Схема подключения измерительной аппаратуры для диагностирования форсунки представлена на рисунке 3. В простейшем случае в измерительной схеме необходим дополнительный аналого-цифровой преобразователь (АЦП).

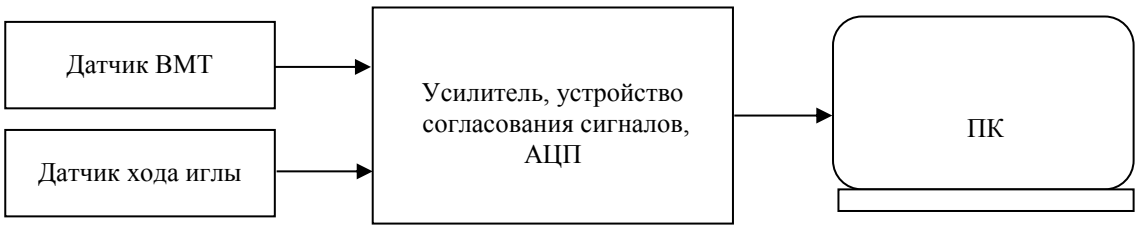
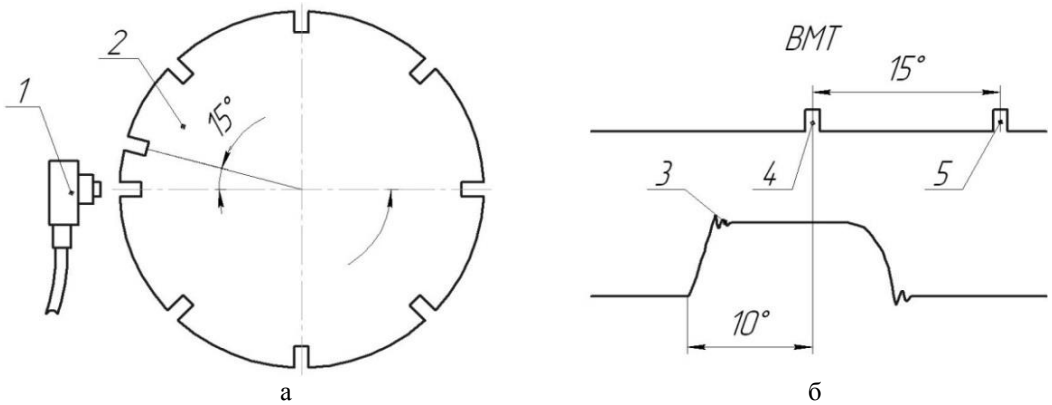


Рисунок 3 – Схема измерительного прибора

В простейшем случае измерительная аппаратура включает в себя индуктивный датчик для отметки ВМТ и фиксированного угла поворота коленчатого вала (например, 15 °), датчик хода иглы, усилитель и двухканальный осциллограф.

В схеме измерительного прибора возможно применение персонального переносного компьютера. В этом случае в измерительной схеме необходим дополнительный аналого-цифровой преобразователь.

На рисунке 4 показаны индуктивный датчик 1 и диск 2 (закрепленный на маховике коленчатого вала дизеля) с пазами для отметки 4 положения внутренней мертвой точки и угла поворота коленчатого вала 5 (для определения продолжительности впрыска и угла опережения). Число пазов на диске должно соответствовать числу цилиндров дизеля.



а б

Рисунок 4 – Схемы диска и датчика (а) и фиксирования отметок ВМТ (б): 1 – индуктивный датчик; 2 – диск с пазами; 3 – линия хода иглы; 4 – отметка ВМТ первого цилиндра; 5 – отметка поворота коленчатого вала

По моменту подъема иглы относительно отметки ВМТ (см. рисунок 4) определяют действительный, фактический угол опережения подачи топлива на контролируемом режиме, оценивают точность установки геометрического угла опережения подачи топлива и при

необходимости корректируют его. По анализу формы диаграммы движения иглы (кривая 3 на рисунке 4) определяют возможные неисправности топливной форсунки.

На рисунке 5 показана форсунка тепловозного двигателя 8ЧН 26/26 с установкой датчика давления в линии слива утечки топлива из форсунки (линия слива чистого топлива) для записи движения иглы. Для топливных систем дизельных двигателей с высоким остаточным давлением в корпусе 13 необходима установка предохранительного клапана с давлением открытия 4,0 – 5,0 МПа.

Характерные неисправности форсунки четырехтактного тепловозного дизеля 8ЧН 26/26, определяемые по анализу графика движения иглы, представлены на рисунке 6.

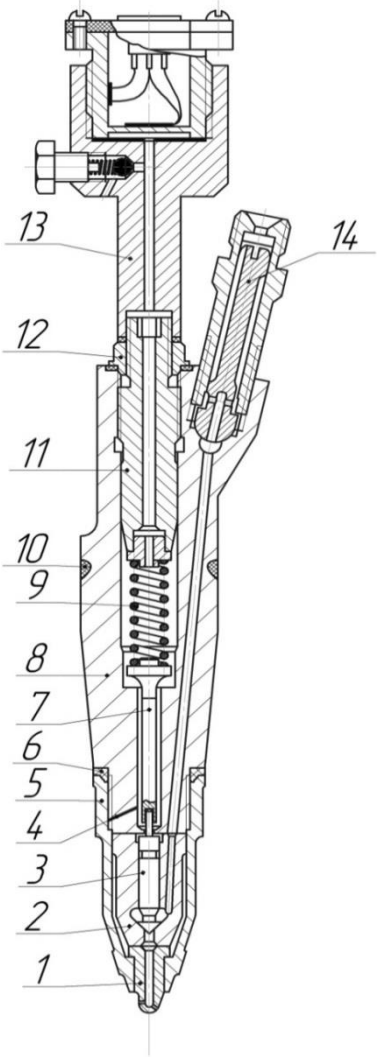


Рисунок 5 – Форсунка дизеля 8ЧН 26/26: 1 – сопловый наконечник распылителя; 2 – корпус распылителя; 3 – игла; 4 – канал для слива топлива при демонтаже; 5 – гайка стяжная; 6 и 10 – уплотнительные кольца; 7 – штанга; 8 – корпус форсунки; 9 – пружина; 11 – регулировочный винт; 12 – контргайка; 13 – датчик давления; 14 – штуцер

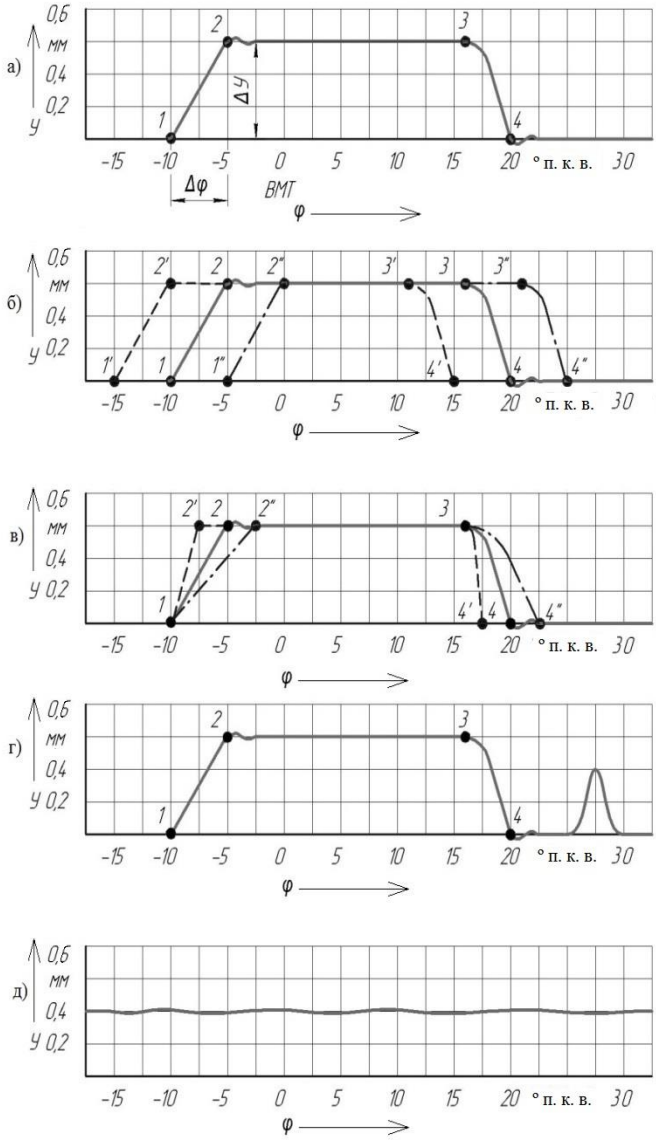


Рисунок 6 – Основные неисправности форсунки, определяемые по анализу движения иглы: *а* – эталонная осциллограмма движения иглы; точка 1 – начало подъема, 2 – достижение упора, 3 – начало посадки иглы, 4 – посадка на седло, 1 – 4 – продолжительность впрыска; *б* – ранний (-15 °) и поздний (-5 °) впрыск топлива; *в* – активный подъем иглы (1 – 2′), вялый подъем иглы (1 – 2″), активная посадка иглы на седло (3 – 4′), вялая посадка иглы на седло (3 – 4″); *г* – дополнительный впрыск топлива; *д* – зависание иглы при ходе 0,4 мм

Эталонная осциллограмма движения иглы топливной форсунки в зависимости от угла поворота коленчатого вала дизеля (°п.к.в.) приведена на рисунке 6, а. Согласно приведенной осциллограмме подача топлива начинается в точке 1 за 10 °п.к.в. до ВМТ поршня. По анали-

зу положения точки 1 определяют геометрический угол опережения подачи топлива и его отклонение от нормативного значения (осциллограмма б на рисунке 6).

На осциллограммах в – д рисунка 6 показаны следующие характерные неисправности:

1 – изменение скорости подъема и скорости посадки иглы (в), которая характеризует величину давления подъема иглы (начало подачи топлива) и степень износа прецизионных пар топливного насоса высокого давления и форсунки;

2 – дополнительный впрыск (подвпрыск) топлива (г), который возможен в результате снижения давления подъема иглы или образования нагара в сопловых отверстиях распылителя форсунки;

3 – потеря подвижности иглы (д), которая обычно происходит в результате действия термического или монтажного напряжения, недостаточной фильтрации топлива в щелевом фильтре или образования кокса в полости распылителя.

На рисунке 7 показан индуктивный датчик, который также может быть использован для записи хода иглы и самодиагностики топливной аппаратуры. Датчик постоянно соединен с форсункой, подключается к АЦП и ПК и по изменению хода иглы определяет возможные неисправности (отказы) топливной аппаратуры в процессе ее эксплуатации (непрерывная диагностика, мониторинг).

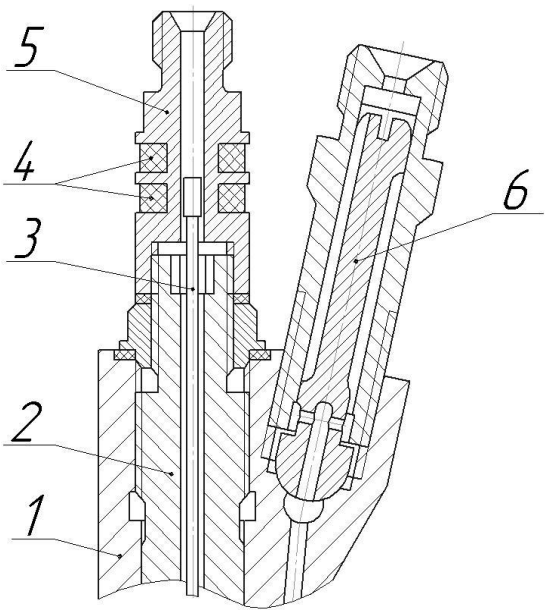


Рисунок 7 – Форсунка дизеля 8ЧН26/26 с индуктивным датчиком для записи хода иглы: 1 – корпус форсунки; 2 – винт регулировочный; 3 – шток; 4 – катушки; 5 – корпус датчика; 6 – штуцер

Представленные в настоящей статье материалы позволяют сделать следующие выводы.

1. Предложенный способ диагностирования позволяет на работающем двигателе определить диаграмму движения иглы распылителя при помощи датчика давления, установленного в полости над иглой форсунки либо в магистрали слива чистого топлива.

2. По фазовому сдвигу начала подъема иглы форсунки относительно отметки ВМТ определяется действительный, фактический угол опережения впрыска топлива, на основании чего возможна корректировка установки геометрического угла опережения подачи топлива.

3. По изменению формы кривой движения иглы можно определять техническое состояние форсунки дизеля и возможные ее неисправности или отказы в условиях эксплуатации.

Список литературы

1. Роганов, С. Г. Малогабаритный индуктивный датчик для записи перемещения иглы форсунки автотракторных дизелей [Текст] / С. Г. Роганов, Ю. П. Макушев, А. А. Дамер // Известия вузов. – М., 1976. – № 8. – С. 91 – 93.

2. Михайлова, Л. Ю. Датчик давления для осциллографирования хода иглы распылителя форсунки [Текст] / Л. Ю. Михайлова // Ориентированные фундаментальные прикладные исследования – основа модернизации и инновационного развития архитектурно-строительного и дорожно-транспортного комплексов России: Материалы всерос. науч.-техн. конф. / Сибирская автомобильно-дорожная акад. – Омск, 2011. – Кн. 2. – С. 397 – 402.

УДК 629.423.33

А. Н. Смердин, А. С. Голубков, М. А. Капралова

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ ТОКОПРИЕМНИКА

В статье приводятся спектры обтекания воздушным потоком аэродинамического устройства токоприемника «АИСТ», полученные путем расчета, с использованием которых определены аэродинамические характеристики данного устройства. Приведены экспериментальные аэродинамические характеристики токоприемника «АИСТ» тяжелого и легкого типа, оснащенного аэродинамическим устройством.

В ходе выполнения проекта «Разработка и организация высокотехнологичного производства нового магистрального токоприемника для применения на линиях с модернизированной инфраструктурой системы токосъема» были разработаны два исполнения токоприемника «АИСТ» для магистрального электроподвижного состава: тяжелого и легкого типа. Токоприемник тяжелого типа применяется в сетях постоянного тока, а легкого типа – в сетях переменного тока. Данные типы токоприемников имеют разные аэродинамические характеристики [1].

В результате воздействия воздушного потока на токоприемник возникают дополнительная аэродинамическая составляющая контактного нажатия $P_{ВТ}$ и лобовое сопротивление токоприемника $P_{ВТХ}$, это ухудшает качество токосъема и увеличивает сопротивление движению поезда [2]. Оптимальная характеристика аэродинамической подъемной силы должна быть такой, чтобы эта сила могла эффективно влиять на сокращение длительности отрывов полозов от контактного провода и не вызывать увеличения изнашивания элементов скользящего контакта и появления таких отжатий контактного провода, при которых возможны аварийные ситуации.

Сумма вертикальной составляющей аэродинамической силы на поднятый рабочий (задний по ходу) токоприемник и активного нажатия не должна превышать 198 Н для тяжелого токоприемника и 144 Н для легкого при условии, что электроподвижной состав (ЭПС) движется с наибольшей скоростью (160 км/ч), при встречном ветре не более 10 м/с (36 км/ч) [3, 4].

Конструкция токоприемника «АИСТ» без дополнительных аэродинамических устройств имеет аэродинамическую подъемную силу выше установленной в техническом задании при движении токоприемника «коленом» назад [1]. В связи с этим для обеспечения заданной аэродинамической подъемной силы при максимальной скорости необходимо использовать дополнительные аэродинамические устройства.

Прототипом предлагаемого аэродинамического устройства послужил экран, выполненный в виде наклонной металлической прямоугольной пластины [4].

Недостатком данной конструкции является низкая аэродинамическая эффективность. Для создания большей аэродинамической подъемной силы требуется увеличение размеров устройства, что приводит к повышению приведенной массы верхнего узла токоприемника, сопротивления движению, нагрузок на систему подвижных рам.

В проекте разработано аэродинамическое устройство, компенсирующее аэродинамическую подъемную силу токоприемника (рисунок 1). Поскольку наибольшая доля аэродинамической подъемной силы приходится на полоз, целесообразно использовать аэродинамические устройства в верхнем узле токоприемника [2]. Чтобы снизить влияние завихрений, создаваемых элементами токоприемника, аэродинамическое устройство располагают на рогах соединительного вала, где оно будет обтекаться «свободным» потоком.

На рисунке 1 изображен асимметричный скоростной токоприемник 1, на рогах 2 соединительного вала 3 закреплены между стойками 4 боковыми стенками 5 аэродинамические устройства 6, а соединенный вал 3 связан синхронизирующей тягой 7 с верхней частью ниж-

него рычага 8. Вертикальное положение рогов, а значит, и аэродинамических устройств, остается неизменным за счет синхронизирующей тяги, при этом механическая нагрузка на каретки остается постоянной.

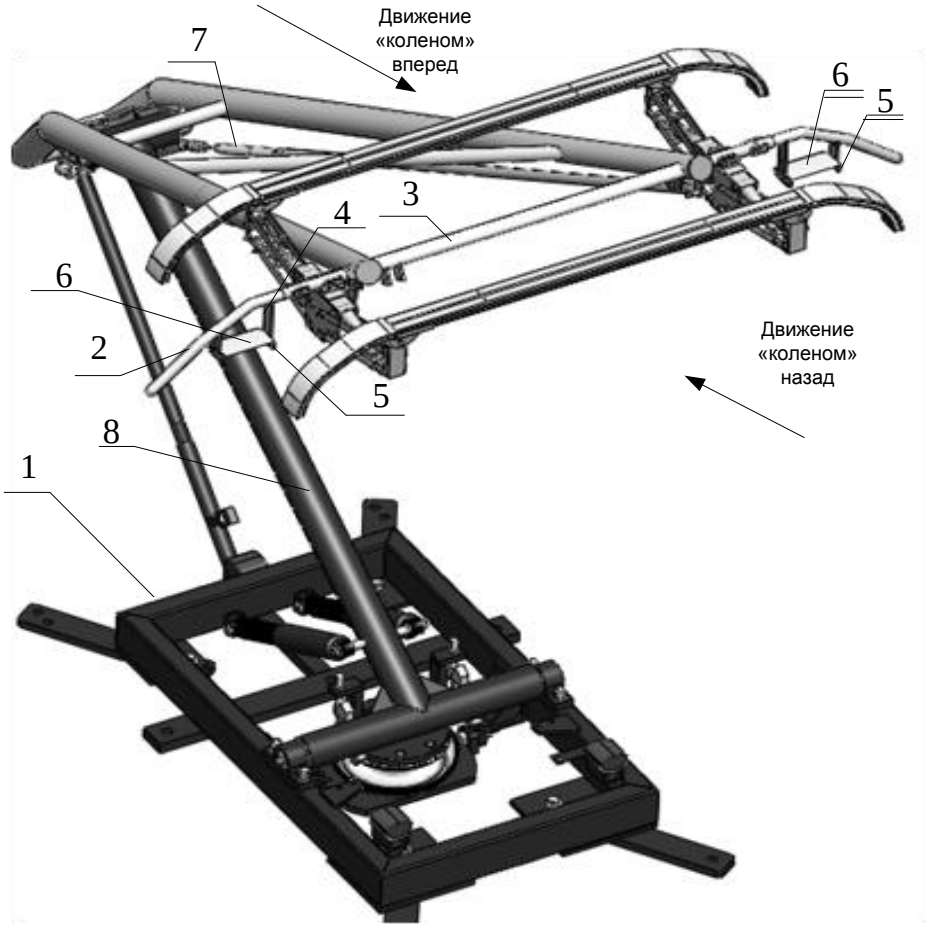


Рисунок 1 – Модель скоростного токоприемника «АИСТ» с аэродинамическими устройствами

Выбор профиля аэродинамического устройства основан на аэродинамических исследованиях различных профилей крыльев Центрального аэрогидродинамического института им. Н. Е. Жуковского [5]. Благодаря заданию толщины профиля создаваемая подъемная сила будет выше, чем при использовании обычного экрана, применяемого в настоящее время как аэродинамическое устройство.

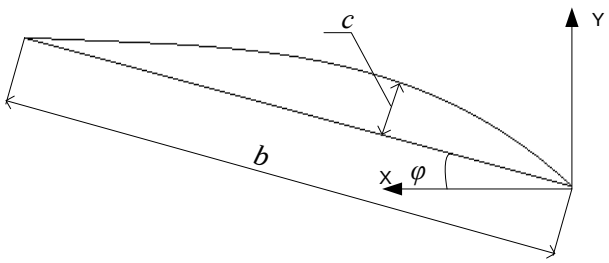
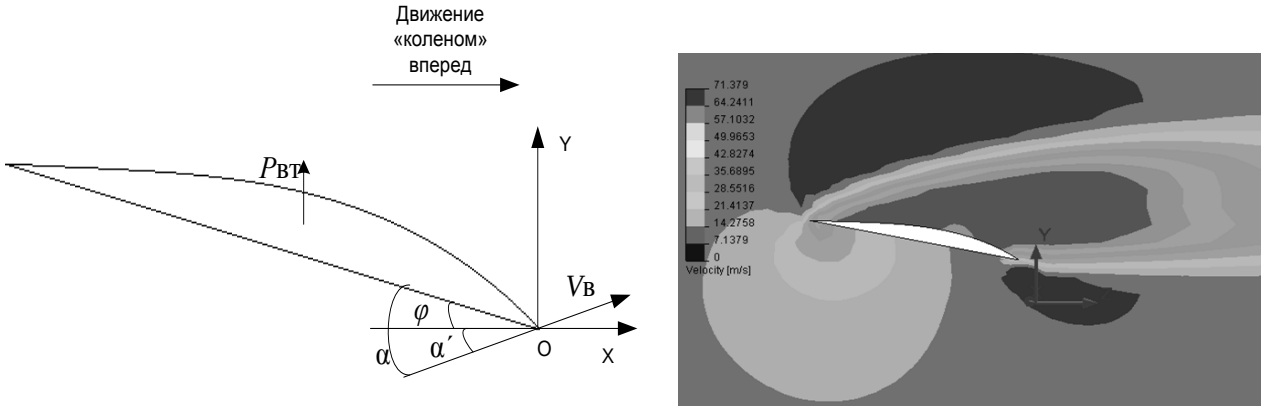


Рисунок 2 – Профиль аэродинамического устройства

Профиль характеризуется площадью миделя S = 0,00031 м^2, размахом l = 120 мм, сужением η = 1, хордой b = 76,5 мм и толщиной профиля c = 6 мм (рисунок 2). Задание аэродинамическому устройству установочного угла φ позволяет использовать это устройство в обоих направлениях движения.

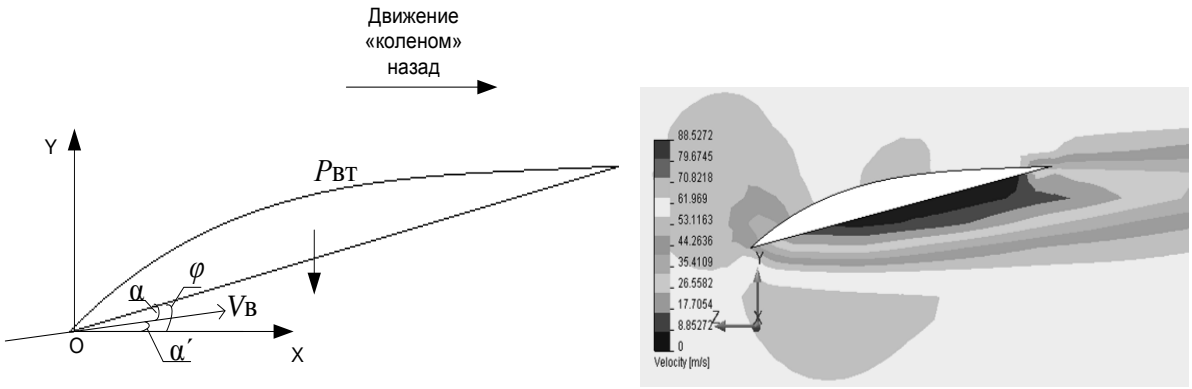
С ростом скорости движения и увеличением инерционных сил при движении «коленом» вперед контактное нажатие в моменты появления отрицательных динамических составляющих может оказаться равным нулю, т. е. контакт между полозом токоприемника и проводом нарушается. Для предупреждения таких явлений целесообразно увеличение аэродинамической подъемной силы токоприемника.

При движении «коленом» вперед необходимо выбирать угол установки аэродинамического устройства таким образом, чтобы создаваемая аэродинамическая подъемная сила была положительной (рисунок 3). При движении «коленом» назад из-за значительной аэродинамической подъемной силы, создаваемой токоприемником, ее необходимо компенсировать (рисунок 4).



а б

Рисунок 3 – Спектр обтекания аэродинамического устройства при движении «коленом» вперед



а б

Рисунок 4 – Спектр обтекания аэродинамического устройства при движении «коленом» назад

Так как аэродинамическое устройство имеет профиль крыла, то удобнее использовать понятие угла атаки α как угла между хордой крыла и направлением скорости набегающего воздушного потока. Угол атаки крыла можно получить, зная угол атаки токоприемника α´ (угол между продольной осью OX и направлением скорости набегающего воздушного потока [7]). Угол атаки α´ = 1° (последний по ходу движения токоприемник) и α´ = 3° (первый по ходу движения токоприемник).

Таким образом, формула для опрделения угла атаки аэродинамического устройства при движении «коленом» вперед токоприемника имеет вид:

$$\alpha = \phi + \alpha', \tag{1}$$

при движении «коленом» назад –

$$\alpha = \phi - \alpha'. \tag{2}$$

Аэродинамические характеристики данного устройства в зависимости от различных углов установки и скорости набегающего воздушного потока при движении токоприемника «коленом» вперед представлены на рисунке 5, а при движении «коленом» назад – на рисунке 6.

Исходя из рисунков 5 и 6 можно заключить, что аэродинамическое качество крыла будет

наилучшим при угле установки устройства в 10°, что позволит регулировать аэродинамическую подъемную силу в независимости от направления движения.

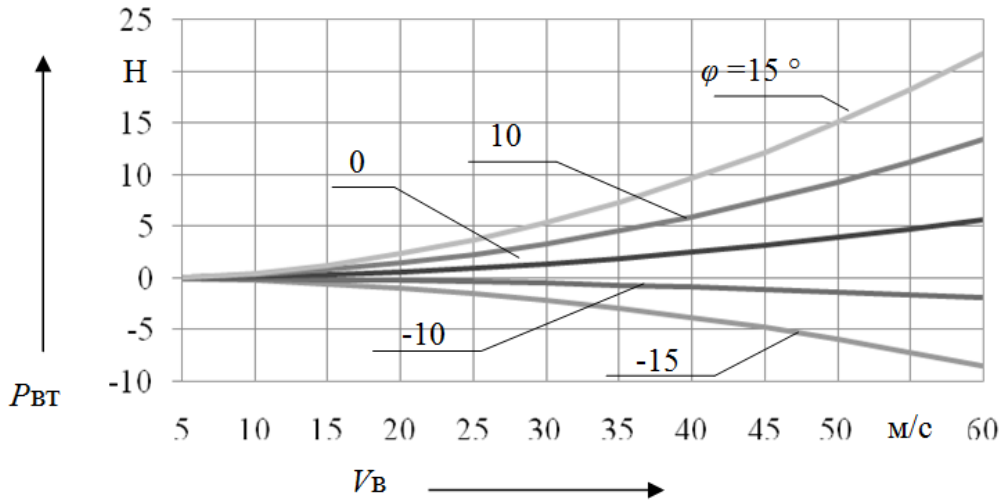


Рисунок 5 – Характеристики подъемной силы аэродинамического устройства при движении токоприемника «коленом» вперед

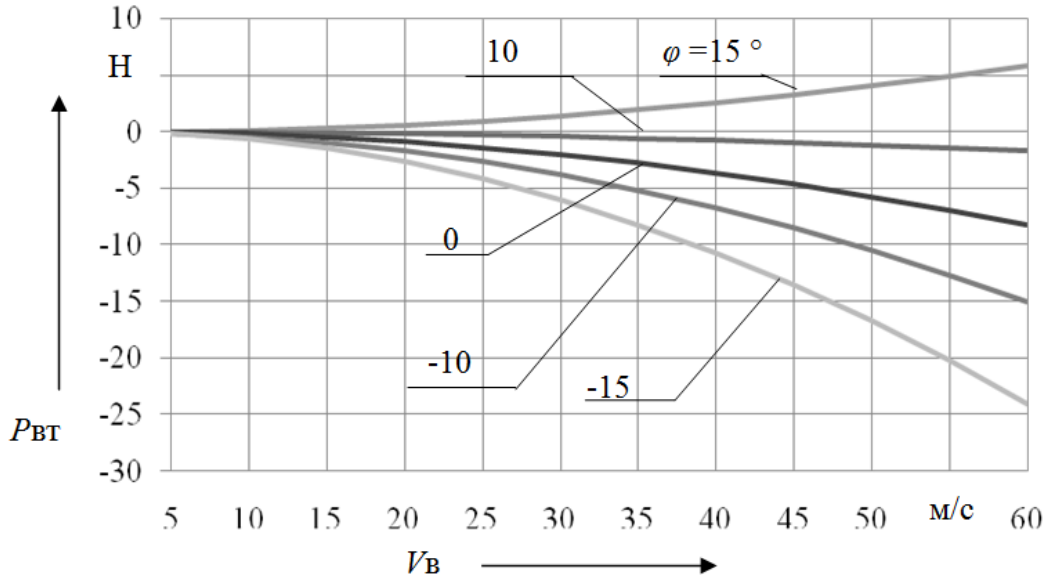


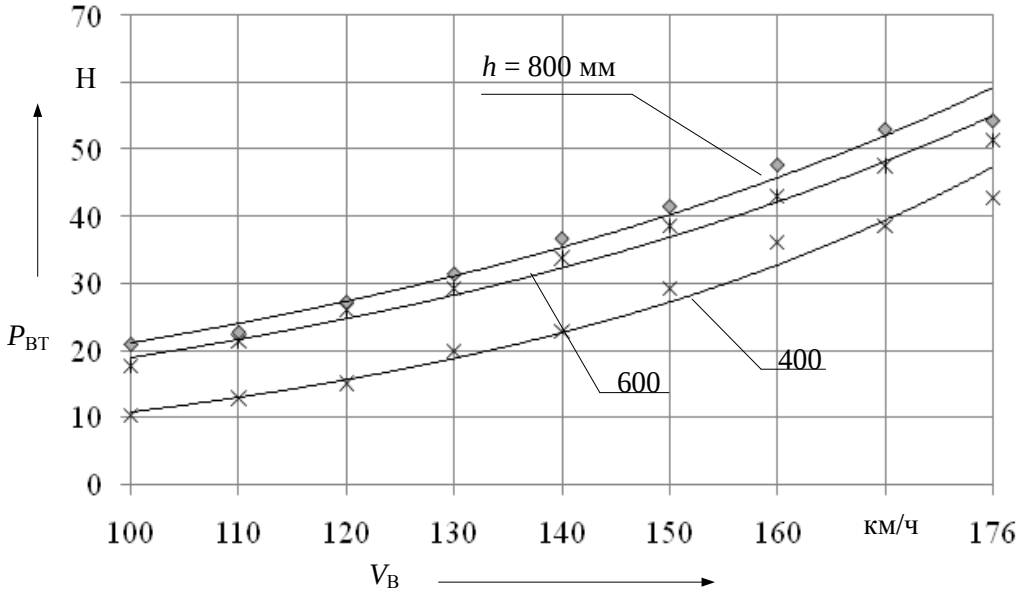
Рисунок 6 – Характеристики подъемной силы аэродинамического устройства при движении токоприемника «коленом» назад

На линии Москва – С.-Петербург Октябрьской железной дороги были проведены испытания токоприемника «АИСТ» с установленными на нем рассматриваемыми в данной статье аэродинамическими устройствами. При испытаниях были получены аэродинамические характеристики и контактное нажатие токоприемника ($P_{кт}$) обоих типов при движении «коленом» назад и вперед.

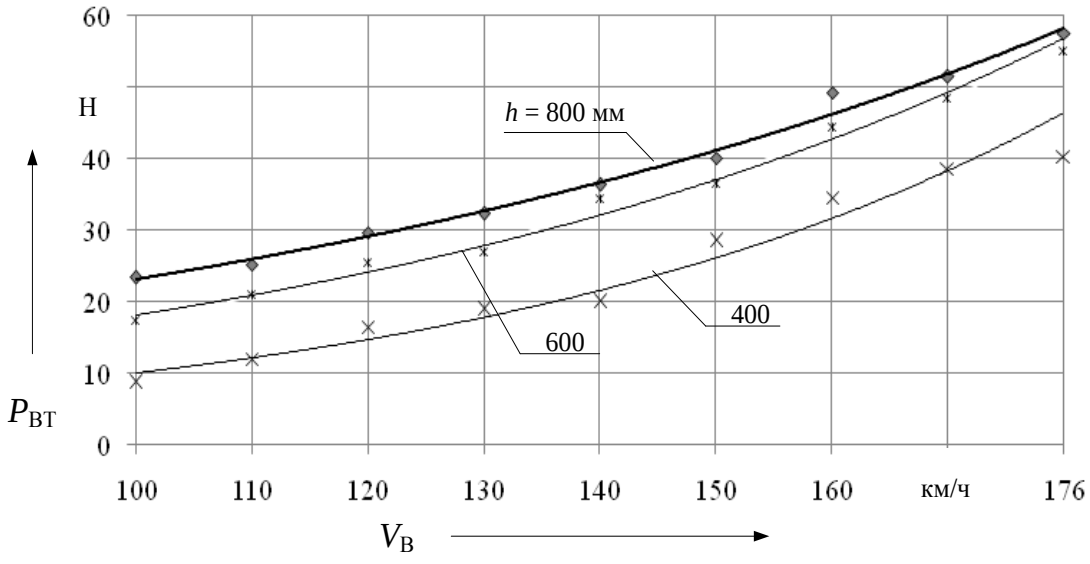
Рассмотрим аэродинамические характеристики подъемной силы при различном высотном положении (h) токоприемника легкого типа при движении «коленом» назад (рисунок 7, а) и тяжелого типа (рисунок 7, б).

Значение максимальной аэродинамической составляющей силы на поднятый токоприемник по результатам испытаний для токоприемника легкого типа составляет 57,4 Н на высоте 800 мм и при скорости набегающего воздушного потока 176 км/ч, а для токоприемника тяжелого типа при той же высоте – 54,5 Н.

Суммы вертикальной составляющей аэродинамической силы и активного контактного нажатия ($P_а$) токоприемника приведены в таблице.



а



б

Рисунок 7 – Аэродинамические характеристики подъемной силы токоприемника легкого (а) и тяжелого (б) типа при движении «коленом» назад

Экспериментальное значение контактного нажатия токоприемника «АИСТ»

Высотное положение h, мм	Токоприемник					
	легкого типа			тяжелого типа		
	400	600	800	400	600	800
$P_{вт}$, Н	42,6	51,3	54,4	40,3	54,9	54,5
$P_а$, Н	87,4	85,1	83,7	106,5	104,4	103,0
$P_{кт}$, Н	130,0	136,4	138,1	146,8	159,3	157,5

Из данных таблицы видно, что сумма вертикальной составляющей аэродинамической силы на поднятый рабочий (задний по ходу) токоприемник и активного нажатия не превышает значе-

ния 140 Н для токоприемника легкого типа (190 Н для токоприемника тяжелого типа) при условии, что ЭПС движется с наибольшей скоростью и при встречном ветре не более 10 м/с.

Исходя из сказанного можно сделать вывод о том, что применение разработанного аэродинамического устройства позволяет поддерживать аэродинамическую силу в пределах технического задания проекта.

Использование предлагаемого устройства позволит повысить надежность и качество токосъема при высоких скоростях движения путем стабилизации контактного нажатия и, как следствие, обеспечить снижение износа контактных элементов токоприемника и контактных проводов за счет оптимизации аэродинамической подъемной силы путем изменения профиля аэродинамического устройства и выбора оптимального угла его установки.

Список литературы

1. Капралова, М. А. Оценка аэродинамических свойств токоприемника при его проектировании [Текст] / М. А. Капралова // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – № 4 (12). – С. 19 – 25.

2. Маслов, Г. П. О выборе рациональный аэродинамической характеристики токоприемника [Текст] / Г. П. Маслов, О. И. Поздняков, Е. Н. Панзо // Исследования и разработка ресурсосберегающих технологий на железнодорожном транспорте: Межвуз. сб. науч. тр. с междунар. участ. / Самарский ин-т инж. ж-д. трансп. – Самара, 2002. – Вып. 23. – С. 70, 71.

3. ГОСТ Р 54334-2011. Токоприемники железнодорожного электроподвижного состава [Текст] / Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии. – М., 2011. – 26 с.

4. Обоснование рациональных технических параметров токоприемников для эксплуатации со скоростью более 200 км/ч [Текст] / В. М. Павлов, И. Е. Чертков и др.// Токосъем и тяговое электроснабжение при высокоскоростном движении на постоянном токе: Сб. науч. тр. – М.: Интекст, 2010. – 192 с.

5. Атлас аэродинамических характеристик профилей крыльев, испытанных в трубе Т-1 ЦАГИ [Текст] // Труды / Центральный аэрогидродинамический ин-т им. Н. Е. Жуковского. – М., 1935. – Вып. 193. – 78 с.

6. ГОСТ 20058-1980. Динамика летательных аппаратов в атмосфере. Термины, определения и обозначения [Текст]. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 54 с.

УДК 629.471

А. В. Шимохин

ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ БУКСОВЫХ УЗЛОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

В статье рассматриваются организация и совершенствование процесса ремонта буксовых узлов подвижного состава по результатам диагностики. Приводятся диагностическая модель объекта и методика совершенствования ремонта по фактическому состоянию с применением технической диагностики и аналитических средств, основанная на концепции ТРМ.

Впервые концепция «всеобщий уход за оборудованием» (ТРМ) появилась в Японии как необходимость действий, направленных на снижение затрат и брака, возникающих по причине дефектов и поломок оборудования.

Под оборудованием в ТРМ понимается абсолютно все основные фонды организации. С точки зрения вагонного хозяйства под объектом, требующим повышения надежности, а следовательно, снижения поломок и дефектов, рассматривается вагонный парк, а средством

достижения – совершенствование процесса ремонта и технического обслуживания.

Как и концепция «всеобщее управление качеством», ТРМ требует разработки и внедрения инструментов для сбора информации о техническом состоянии объекта. В данном случае это достигается путем создания систем технической диагностики с учетом всех сопутствующих затрат, а также внедрения аналитических инструментов в процесс ремонта и эксплуатации вагонного парка для получения данных по отклонениям параметров надежности от допустимых значений с последующим принятием мер по устранению причин отклонений.

Рациональное использование системы технической диагностики подразумевает снижение вероятности возникновения ошибок первого и второго рода [1, 3]. Диагностика буксовых подшипников, как деталей одного из самых ответственных узлов подвижной единицы, проводится с применением метода вибродиагностики [2, 5], при котором дефект обнаруживается в спектре вибрации на определенных частотах, а его количественное значение определяется как сумма амплитуд этих частот. Таким образом, по значениям частот формируется признак дефекта, а по значениям амплитуд – его количественное значение.

В литературе по технической диагностике [1, 2] рассмотрены так называемые ошибки первого и второго рода. Ошибкой первого рода называют ситуацию, когда принимается решение о диагнозе D_2, в то время как в действительности объект подлежит диагнозу D_1. Ошибка второго рода – ситуация, когда принимается решение о диагнозе D_2 при наличий у объекта диагноза D_1. Будем считать диагнозом D_1 исправное состояние объекта, D_2 – наличие дефекта. Тогда ошибка первого рода – это «ложная тревога», а второго – «пропуск дефекта». Вероятность ошибки первого рода обозначим α, второго – β.

Рассмотрим затраты на диагностирование. Выделим затраты на приобретение диагностического оборудования $C_{\text{Д}}$, на обучение персонала $C_{\text{о}}$, на простои техники во время диагностики $C_{\text{П}}$, расходы на проведение самого диагностирования и обеспечение работоспособности необходимых систем (баз данных, расчет показателей дефекта) $C_{\text{Э}}$, затраты, связанные с появление ошибок первого или второго рода $C_{\text{о}}$.

Затраты ошибок первого и второго рода

$$C_o = \sum_{i=1}^{n} n \cdot C_i, \tag{1}$$

где n – количество ошибок первого или второго рода; C_i – затраты, которые возникли в результате ошибок первого рода – затраты на необоснованный ремонт, второго – затраты на устранение аварии или поломок, а также на отцепку и замену подвижной единицы в подвижном составе (ПС) при выполнении перевозки.

Суммарные затраты

$$C_{\text{СУММ}} = C_{\text{Д}} + C_{\text{О}} + C_{\text{П}} + C_{\text{Э}} + C_{\text{о}}. \tag{2}$$

Снижение затрат $C_{\text{П}}$ и $C_{\text{Э}}$ возможно путем применения современных технологий диагностирования и алгоритмов обработки результата измерения контрольного параметра, по которому оценивается состояние узла.

Снижением затрат $C_{\text{о}}$ является уменьшение вероятности появления ошибок первого и второго рода, которое достигается созданием механизма назначения оптимального времени диагностики и обработкой результатов измерения контрольного параметра.

Внедрение системы технической диагностики с последующим переходом на ремонт по фактическому состоянию любых узлов оборудования, в данном случае буксовых подшипников, подразумевает прохождение нескольких этапов. Первый этап – сбор необходимой информации: получение критического значения признаков дефекта $X_i^{\text{крит}}$, которое определяется ремонтной службой при снятии неисправного подшипника, с помощью методов вибродиагностики. Среднее значение пробега, при котором возникает поломка подшипника, M_{n+1}, его расчет будет представлен ниже. Второй этап – проведение диагностики и ремонта по полученным при проведении диагностики значениям. Последний этап – использование анали-

тических методов для контроля отклонений параметров надежности.

После ремонта проводится диагностика (назовем ее первичной и обозначим Д1), при которой осуществляется получение первоначальных значений амплитуды на определенных (дефектных) частотах.

По причине различного запаса ресурса буксовых узлов существует необходимость снижения количества простоев подвижной единицы (вагона), связанная с диагностикой. Выше была показана необходимость диагностики узлов после ремонта, второй диагностики для расчета скорости роста износа и оставшегося ресурса и третьей диагностики при пробеге, равном M_{n+1}.

Пусть на вагоне установлено N буксовых подшипников, из них пробег Z подшипников достиг значения M_{n+1}, и X подшипников, прошедших только первичную диагностику после ремонта. Для снижения времени простоя вагона одновременно с диагностированием Z подшипников проводится вторичная диагностика (Д2) для X подшипников. Тогда цикл диагностики и ремонта по фактическому состоянию примет вид, представленный в таблице.

Структура межремонтного цикла

Действие	Описание
Д1	Диагностирование X подшипников после ремонта
Д2	Диагностирование Z подшипников при пробеге, равном M_{n+1}, и вторичное диагностирование X подшипников
Д3	Расчет оставшегося ресурса
	Планирование ремонта
Ремонт по фактическому состоянию	

Проведение третьей диагностики (Д3) обусловлено возможностью возникновения «катастрофического периода износа» или третьего периода развития износа, при котором скорость роста износа изменилась – увеличилась, данная диагностика проводится после пробега, который определяется по формуле:

$$M_{n+1}(T) = \frac{nM_n(T) + T_{n+1}}{n+1}, \tag{3}$$

где $M_{n+1}(T)$ – статистическая оценка математического ожидания случайного пробега до отказа n+1 подшипника; T_{n+1} – случайное время пробега до отказа (n+1)-го подшипника; n – текущий номер подшипника.

Чтобы уменьшить количество простоев вагона, диагностика Д3 проводится при пробеге в диапазоне

$$M_{n+1} - 3\delta < M_{n+1}, \tag{4}$$

где δ – среднеквадратичное отклонение,

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(T_i - M_2)^2}, \tag{5}$$

где n – количество узлов, информация о наработке которых используется системой; T_i – наработка i-го узла; M_{n+1} – среднее значение наработки, при которой начинается интенсивный износ или происходит выход из строя буксового узла.

При таком цикле диагностирования и планирования ремонта учитываются увеличение износа в период эксплуатации и скорость износа на третьем этапе развития дефекта.

После вторичной и третьей диагностики проводится расчет оставшегося ресурса τ по формуле:

$$\tau_i = \frac{x_i^k - x_{i2}}{x_{icc}}, \tag{6}$$

где x_i^k – критическое значение признака дефекта; x_{i2} – значение признака дефекта, полученное при последней диагностике; $x_{i\text{cc}}$ – скорость изменения признака дефекта, определятся соотношением:

$$x_{i\text{ср}} = \frac{x_1 - x_{i2}}{\Delta L}, \tag{7}$$

где x_1 – значение признака дефекта, полученное при предыдущей диагностике; ΔL – пробег между диагностиками.

Условием выхода подвижной единицы в ремонт является такое:

$$\tau < L_i, \tag{8}$$

здесь L – предстоящий пробег (км) при выезде со станции на предстоящий маршрут.

Выше были показаны затраты на проведение технической диагностики и методы их снижения. Рассмотрим затраты на проведение самого ремонта.

Стоимость ремонта определяется соотношением:

$$C_{\text{рем}} = T_{\text{пр}} C_{\text{пр}} + C_{\text{зам.подш}} + C_{\text{ст.подш}}, \tag{9}$$

где $C_{\text{пр}}$ – стоимость простоя подвижной единицы; $T_{\text{пр}}$ – время простоя при ремонте узла; $C_{\text{зам.подш}}$ – стоимость замены подшипника; $C_{\text{ст.подш}}$ – стоимость самого подшипника.

Планирование ремонтов осуществляется после технической диагностики Д3 или Д2, если оставшийся ресурс будет исчерпан до времени проведения диагностики Д3. В соотношении (9) стоимостные коэффициенты практически неизменны. Значит, для снижения затрат на проведение ремонтов необходимо снижать время простоя $T_{\text{пр}}$, чего можно достичь объединением ремонтов.

Специфика рынка заказов на перевозки такова, что средние годовые показатели объемов перевозок и конъюнктуры грузов претерпевают незначительные изменения. Рассмотрим период времени, равный 12 месяцам.

Пусть $C_{\text{приб}}$ – ожидаемый доход на период 12 месяцев. Тогда критерием объединения будет соотношение:

$$C_{\text{рем}} < C_{\text{приб}}, \tag{10}$$

т. е. затраты на ремонт за планируемый период должны быть меньше, чем планируемый доход. С другой стороны, количество объединения ограничено возможностью колесно-роликового участка вагонного депо одновременно ремонтировать несколько колесных пар (буксовых узлов), т. е.

$$n \le m, \tag{11}$$

где n – количество буксовых узлов с выработкой ресурса на период времени; m – количество буксовых узлов, одновременно ремонтируемых на предприятии.

Пусть известен оставшийся ресурс τ_n для n узлов. Зная среднесуточный пробег вагона, можно рассчитать, что на планируемом периоде T (12 месяцев) ремонт потребуется m узлам.

Тогда стоимость ремонтов на данный период определяется так:

$$C_{\text{рем.}} = \sum_{\text{i=1}}^{\text{n}} C_{\text{с/ї}} Ti_{\text{п}} + \sum_{1}^{\text{k}} \tilde{N}_{\text{зам.подш.k}} + \sum_{1}^{\text{m}} \tilde{N}_{\text{ст.подшип. m}} + \sum \tilde{N}_{\text{др.ремонт}}, \tag{12}$$

где $\sum_{\text{i=1}}^{\text{n}} C_{\text{с/ї}} Ti_{\text{п}}$ – сумма стоимостей простоя за время простоя n подвижных единиц в ремонте; $\sum_{1}^{\text{k}} \tilde{N}_{\text{зам.подш.k}}$ – сумма ремонта k узлов и $\sum_{1}^{\text{m}} \tilde{N}_{\text{ст.подшип. m}}$ – сумма стоимостей m подшипников; $\tilde{N}_{\text{др.ремонт}}$ – затраты на ремонты других узлов в данный период.

Объединение ремонтов происходит до тех пор, пока не будут выполняться соотношения (10) и (11). Вообще ремонт назначается при выполнении условия (8) хотя бы для одного узла,

при объединении ремонтов к ремонту данного узла добавляется узел, имеющий минимальный оставшийся ресурс среди остальных, т. е. выбирается τ_{min} из множества τ_n узлов данной подвижной единицы. При этом замена узлов должна выполняться одновременно.

Для решения проблем, связанных с вопросами улучшения параметров продукции или процесса, широко применяются семь аналитических методов («инструментов» качества [4]), а именно: гистограмма, стратификация, диаграммы Парето, причинно-следственная диаграмма Исикавы, контрольные листки, контрольные карты, диаграммы разброса.

Контрольные карты позволяют проводить анализ возможностей процесса. Возможности процесса – это способность функционировать должным образом [4]. Как правило, под возможностями процесса понимают способность удовлетворять техническим требованиям.

Контрольные карты в системе ремонта и диагностики технического состояния буксовых подшипников предлагается использовать в их прямом назначении: для визуализации результата процесса и наблюдения изменений.

Основным определяемым параметром системы являются математическое ожидание поломки M_{n+1}. Таким образом, M_{n+1} можно использовать при расчете средней линии контрольной карты (рисунок 1).

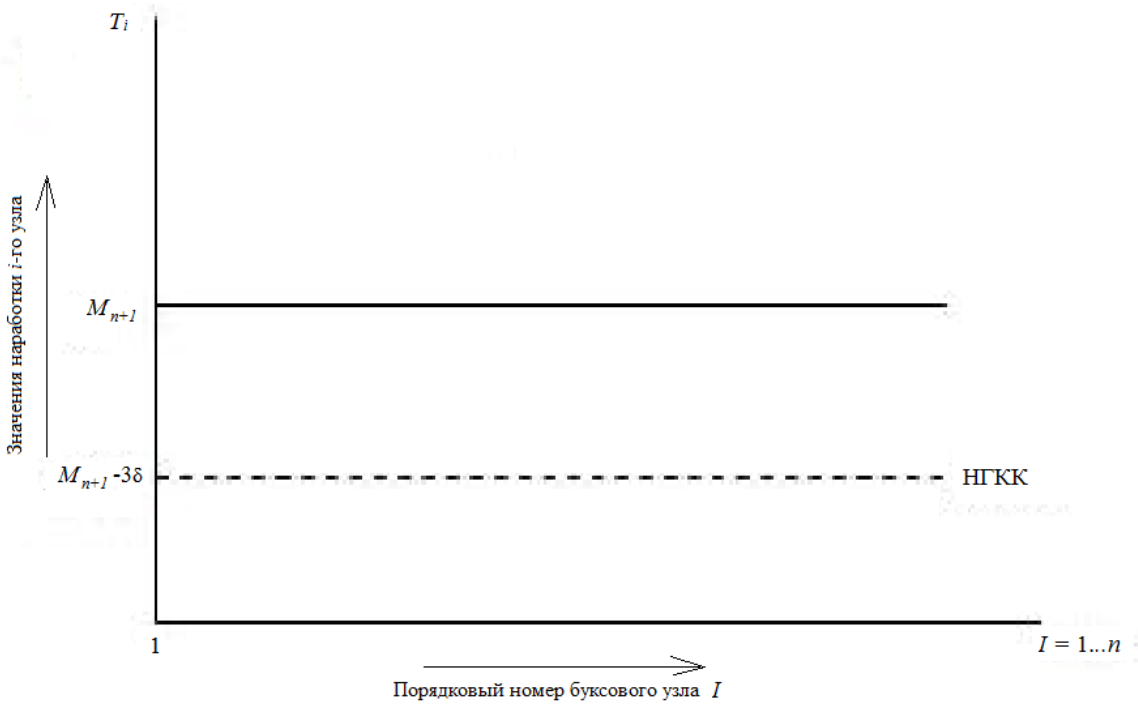


Рисунок 1 – Контрольная карта для мониторинга процесса ремонта

Наибольший интерес представляет собой нижняя граница контрольной карты, так как данные, выходящие за ее пределы, соответствуют буксовым узлам, вышедшим из строя при пробеге ниже среднего.

Нижняя граница контрольной карты (НГКК) рассчитывается по формуле:

$$\text{НГКК} = M_{n+1} - 3\delta, \tag{13}$$

где M_{n+1} – математическое ожидание поломки; δ – среднеквадратичное отклонение, определяется по формуле (3).

Контрольная карта будет выглядеть так, как показано на рисунке 1. По оси ординат откладываются значения нижней границы и математическое ожидание M_{n+1} в качестве средней линии, нижняя граница, равная M_{n+1}–3δ, на оси абсцисс отражается порядковый номер буксового узла, данные наработки которого используются системой. На карте будут показаны значения наработки T_i i-го узла.

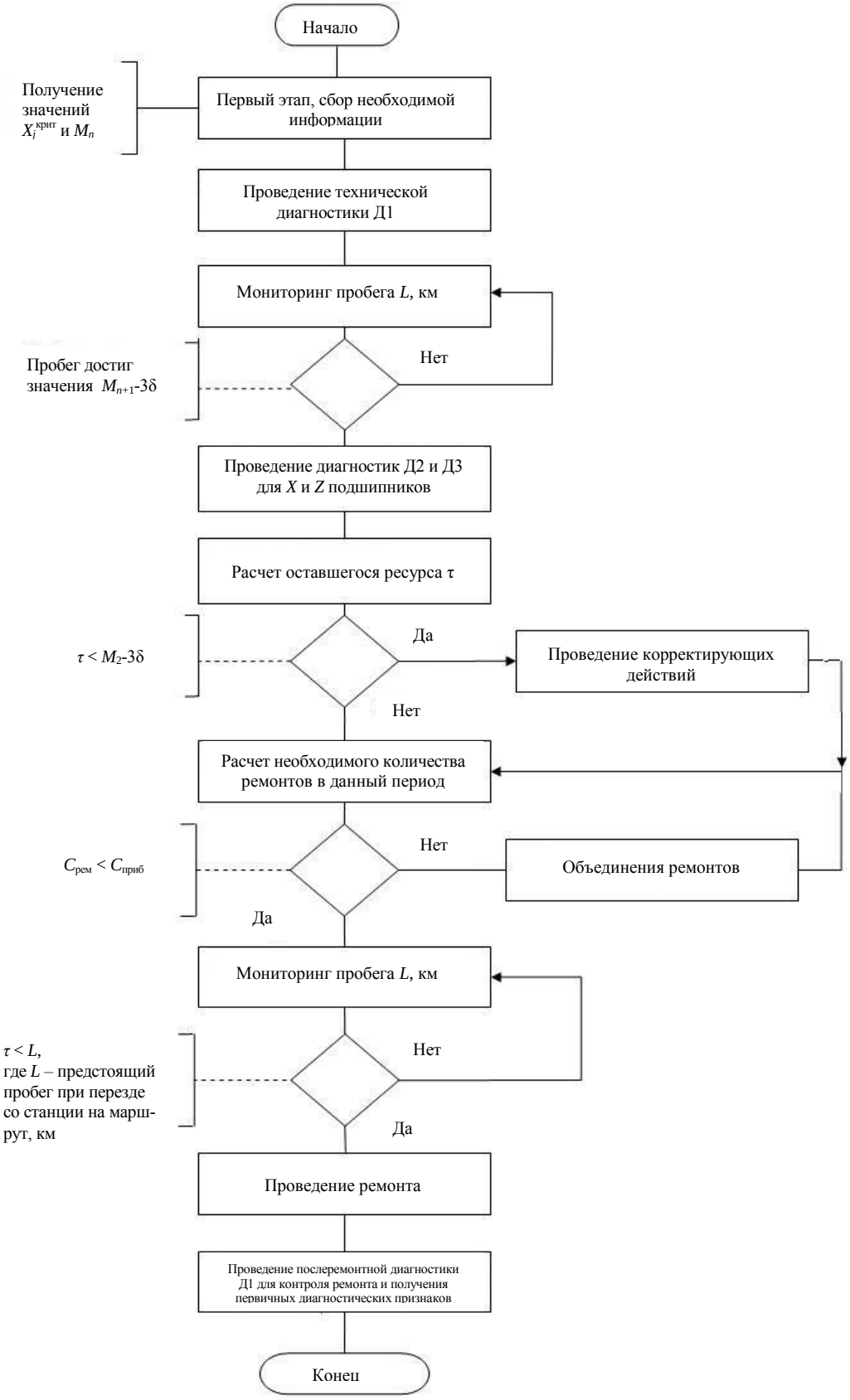


Рисунок 2 – Блок-схема мониторинга технического состояния буксовых узлов при ремонте по фактическому состоянию

Если расчет оставшегося ресурса после вторичной диагностики Д2 покажет, что выход из строя следует ожидать при пробеге менее чем $M_2 - 3\delta$, то это показатель нарушения в функционировании процесса ремонта [4] и он не обеспечивает требуемой надежности буксовых узлов. В этом случае необходимо принимать корректирующие действия, которые заключаются в анализе факторов, влияющих на процесс ремонта, таких как материал – проверить выполнение режима смазывания при эксплуатации; персонал и оборудование – проверить выполнение процесса замены подшипника на рабочем месте и выполнение условий хранения запасных деталей; поставщик – проверить, не было ли обнаружено заводских браков у деталей данного поставщика ранее.

В итоге получим методику проведения ремонта по фактическому состоянию с применением технической диагностики и аналитических средств, предоставим выполнение процесса мониторинга технического состояния буксовых узлов при ремонте по фактическому состоянию в виде алгоритма на рисунке 2.

Преимущества такого подхода технической диагностики и ремонта: учитывается не усредненное значение скорости износа для группы однотипных узлов, а скорость каждого. При назначении диагностики рассчитывается момент ожидания наступления третьего периода или поломки, что позволяет получить данные об изменении скорости износа и возможность снижения времени простоя. Применяемые аналитические средства для мониторинга процесса ремонта позволяют быстро реагировать на отклонения в процессе ремонта.

Рассмотренный подход построен с точки зрения рационального использования технической диагностики и планирования ремонта по фактическому состоянию, целью которого является снижение простоев вагона, связанного с диагностированием и ремонтом, снижение вероятности появления ошибок технической диагностики первого и второго рода [1, 3] и затрат при проведении ремонта.

Список литературы

1. Биргер, И. А. Техническая диагностика [Текст] / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.

2. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов [Текст] / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

3. Проников, А.С. Параметрическая надежность машин [Текст] / А. С. Проников / Московский гос. техн. ун-т им. Н. Э. Баумана. – М., 2002. – 560 с.

4. Ребрин, Ю. И. Управление качеством [Текст] / Ю. И. Ребрин / Таганрогский гос. радиотехнический ун-т. – Таганрог, 2004. – 174 с.

5. Русов, В. А. Спектральная вибродиагностика [Текст] / В. А. Русов. – Пермь, 1996. – 235 с.

УДК 629.423; 621.355

В. Д. Авилов, Ю. В. Москалев, С. А. Писаренко

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ И МОЩНОСТИ НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОВОЗА ПОСТОЯННОГО ТОКА

Одним из способов повышения эффективности рекуперативного торможения является использование накопителя энергии на борту электровоза для поглощения избыточной электроэнергии рекуперации. В статье рассмотрен подход к определению необходимой энергоемкости и мощности накопителя энергии для грузового электровоза постоянного тока с учетом передачи части энергии рекуперации в тяговую сеть.

На тягу поездов расходуется около 85 % электроэнергии, потребляемой ОАО «РЖД» [1], поэтому выявление даже небольшого резерва снижения расхода электроэнергии на тягу поездов, при обеспечении безопасности и надежности перевозочного процесса, позволяет получить значительный экономический эффект.

Одним из возможных способов снижения расхода электроэнергии на тягу поездов является использование накопителей энергии (НЭ) в системе тягового электроснабжения постоянного тока. При этом может быть несколько вариантов размещения НЭ: на тяговых подстанциях и (или) на межподстанционной зоне, на борту подвижного состава; различные сочетания этих вариантов.

Накопитель должен запасать избыточную энергию рекуперации, т. е. обеспечивать напряжение в контактной сети ниже максимально допустимого по ПТЭ и стандартам. Это позволит уменьшить количество случаев отключения рекуперирующих электровозов и электровозов в режиме тяги (при срабатывании защиты от повышенного напряжения на ЭПС).

Существенные преимущества накопителя в сравнении с инвертором появляются при возврате запасенной энергии в тяговую сеть. Разряд НЭ в интервалы времени со значительной тяговой нагрузкой обеспечит напряжение в контактной сети выше минимально допустимого по ПТЭ и стандартам, что позволит увеличить скорость движения поездов, снизить потребление энергии на тягу и потери электроэнергии в контактной сети.

В настоящее время существует несколько проектов по использованию НЭ на транспорте [2, 3]. Недостаточно рассмотренным можно считать вопрос определения энергоемкости и мощности НЭ, размещенного на борту ЭПС железнодорожного транспорта, это связано с отсутствием возможности в специальных пакетах прикладных программ моделировать работу системы тягового электроснабжения и ЭПС с учетом НЭ.

На борту электровозов и электропоездов должна быть запасена только избыточная энергия рекуперации, так как часть энергии рекуперации может быть возвращена в контактную сеть. В этом случае энергоемкость и мощность НЭ для ЭПС будут иметь меньшую стоимость и массогабаритные показатели.

Основным показателем наличия избыточной энергии рекуперации в тяговой сети является превышение напряжения в контактной сети выше заданного значения. В соответствии с ГОСТ 6962-75 на участках, где применяют рекуперативное торможение, наибольшее напряжение на токоприемнике ЭПС не должно превышать 4000 В [4], поэтому при расчете основных параметров НЭ его заряд на борту электровоза осуществляется при выполнении двух условий: электровоз находится в режиме рекуперативного торможения и напряжение на токоприемнике ЭПС выше 4 кВ.

Для определения энергоемкости и мощности НЭ для электровоза постоянного тока выполнено моделирование двухпутного участка, состоящего из шести тяговых подстанций (рисунок 1).

Длина участка составляет 95 километров, участок электрифицирован по системе постоянного тока с напряжением 3 кВ, тип контактной подвески – М-95+2МФ-100+2А-185 (схема питания контактной сети двухсторонняя с ПС и ППС), тип рельса – Р65.

Для математического описания электрического состояния тяговой сети постоянного тока с учетом тяговых нагрузок был использован метод узловых потенциалов. Имитация перемещения поездов на расчетном участке выполнялась с применением мгновенных схем [5].

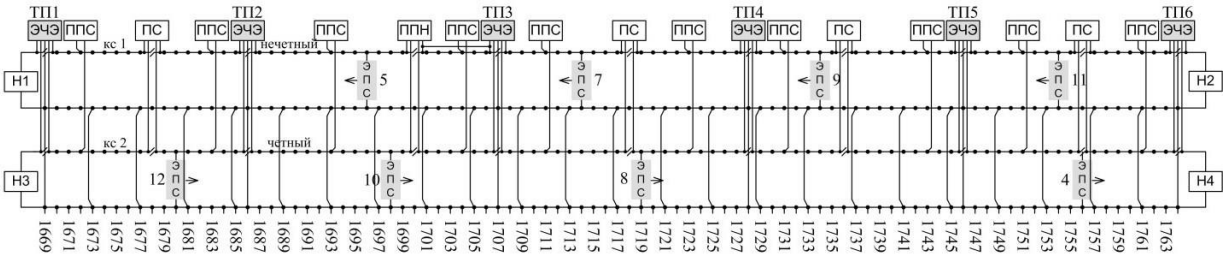


Рисунок 1 – Схема расчетного участка

При моделировании системы тягового электроснабжения приняты следующие допущения: элементы системы электроснабжения линейные; схема питания контактной сети двухсторонняя; для использования мгновенных схем тяговая сеть разделена на участки с длиной 1 км (см. рисунок 1); напряжение холостого хода тяговых подстанций принято равным 3600 В; на ТП2 и ТП4 установлены инверторы с напряжением включения 3800 В; блуждающие токи отсутствуют.

Основными элементами системы тягового электроснабжения постоянного тока со значительной нелинейностью характеристик являются полупроводниковые компоненты, входящие в схемы выпрямления и инвертирования на тяговых подстанциях. При моделировании системы тягового электроснабжения источники электроэнергии (тяговые подстанции) были заменены линейными активными двухполюсниками с определенными значениями линейных внутренних сопротивлений $R_{ТП}$ и ЭДС холостого хода $E_{ТП}$ (рисунок 2), это позволяет учитывать падающую внешнюю характеристику подстанций без существенного усложнения модели.

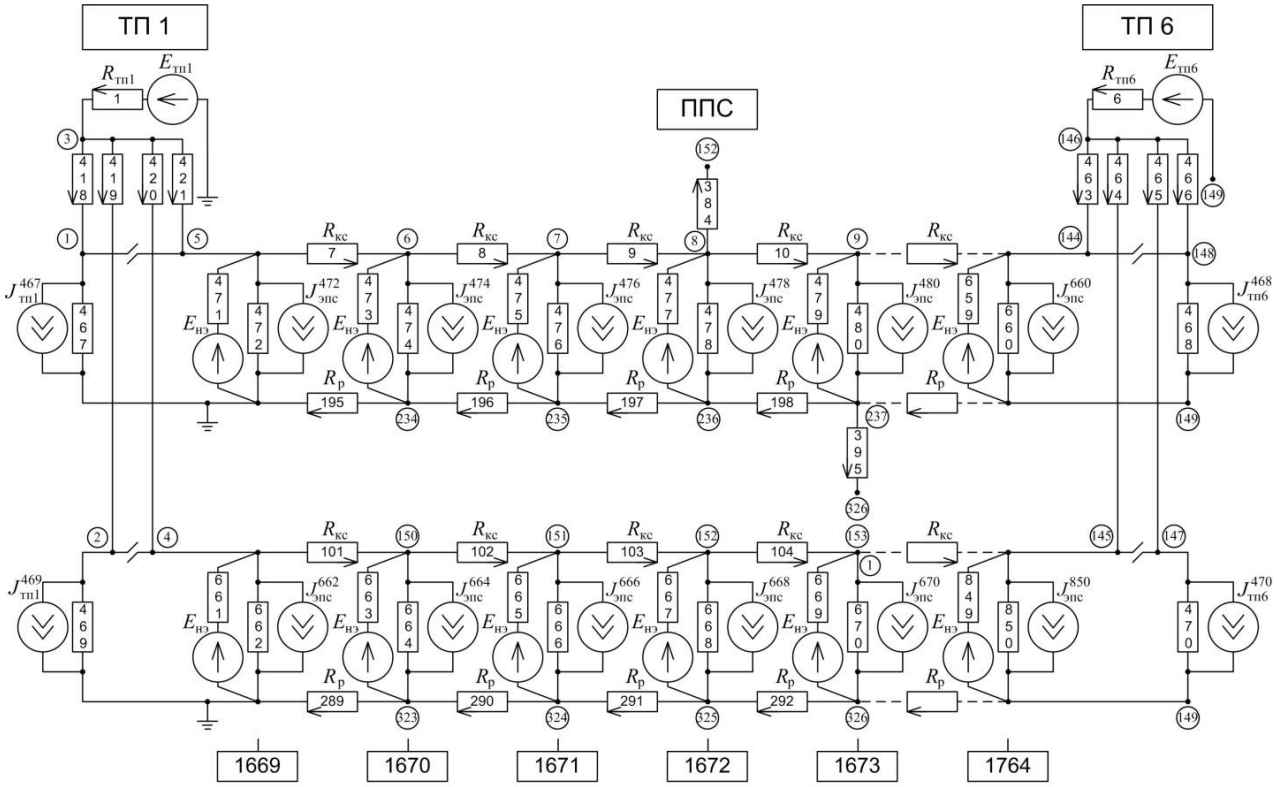


Рисунок 2 – Фрагмент схемы замещения расчетного участка

Электрические параметры элементов системы тягового электроснабжения представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1– Электрические параметры элементов системы тягового электроснабжения [5]

Марка провода, тип рельса	М-95	МФ-100	А-185	Р-65
Электрическое сопротивление 1 км провода (рельса) при 20°С, Ом/км	0,2	0,177	0,17	0,0155 (одного пути)

Таким образом, сопротивление одного километра контактной подвески ($R_{кс}$) принято равным 0,0356 Ом, рельсовой цепи ($R_р$) одного пути – 0,0155 Ом, сопротивление постов секционирования, пунктов параллельного соединения – 0,002 Ом.

Таблица 2 – Внутреннее сопротивление тяговых подстанций

Условное обозначение на рисунке 2	ТП 1	ТП 2	ТП 3	ТП 4	ТП 5	ТП 6
Внутреннее сопротивление ТП ($R_{тп}$), Ом	0,073	0,045	0,048	0,037	0,039	0,079

Фрагмент схемы замещения расчетного участка представлен на рисунке 2.

Графики изменения тока на участке (рисунок 3) для поездов с различной массой получены в результате тяговых расчетов. Расчет выполнен для поездов с различной массой при условии применения максимального рекуперативного торможения ЭПС.

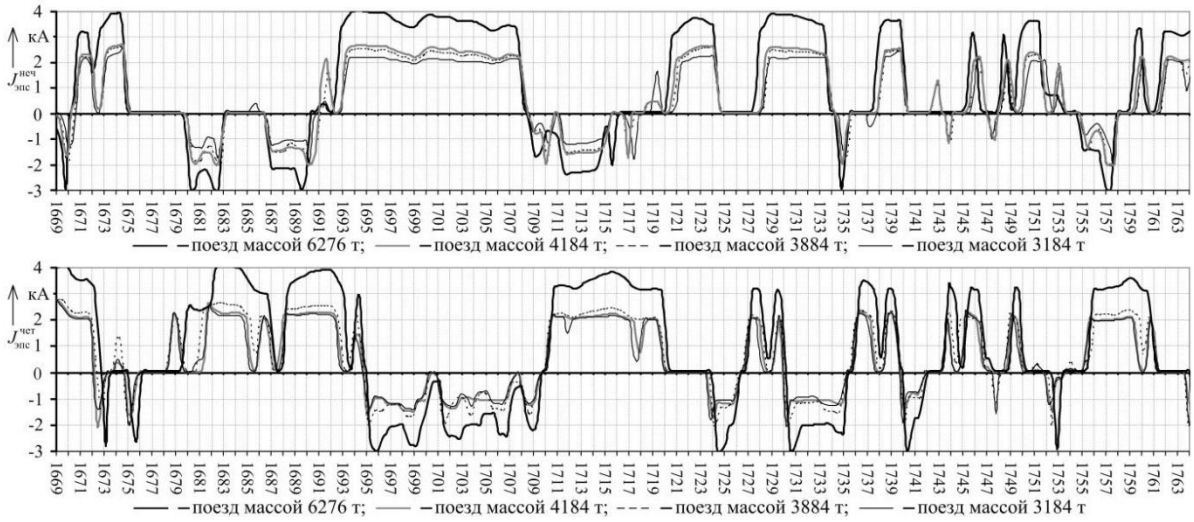


Рисунок 3 – Расчетные графики изменения тока ЭПС (верхний – нечетные поезда, нижний – четные)

На схеме замещения (см. рисунок 2) ЭПС заданы источниками тока $J_{ЭПС}$. Значения тока электровоза изменяется в зависимости от положения электровоза в соответствии с рисунком 3. Знак источника тока $J_{ЭПС}$ зависит от режима ЭПС: при положительном значении – тяговый режим, при отрицательном – рекуперация.

Как известно, для движения грузовых поездов на участке невозможно составить однозначный суточный график движения, графики даже смежных суток заметно отличаются друг от друга [5].

При моделировании графиков движения приняты следующие допущения: поезда перемещаются без остановок с постоянной скоростью 75 км/ч; на участке только грузовые поезда; заданный размер движения составляет 76 пар поездов в сутки; максимальное число ниток за время 76 минут равно 18 (нити на рисунке 4 показаны пунктиром).

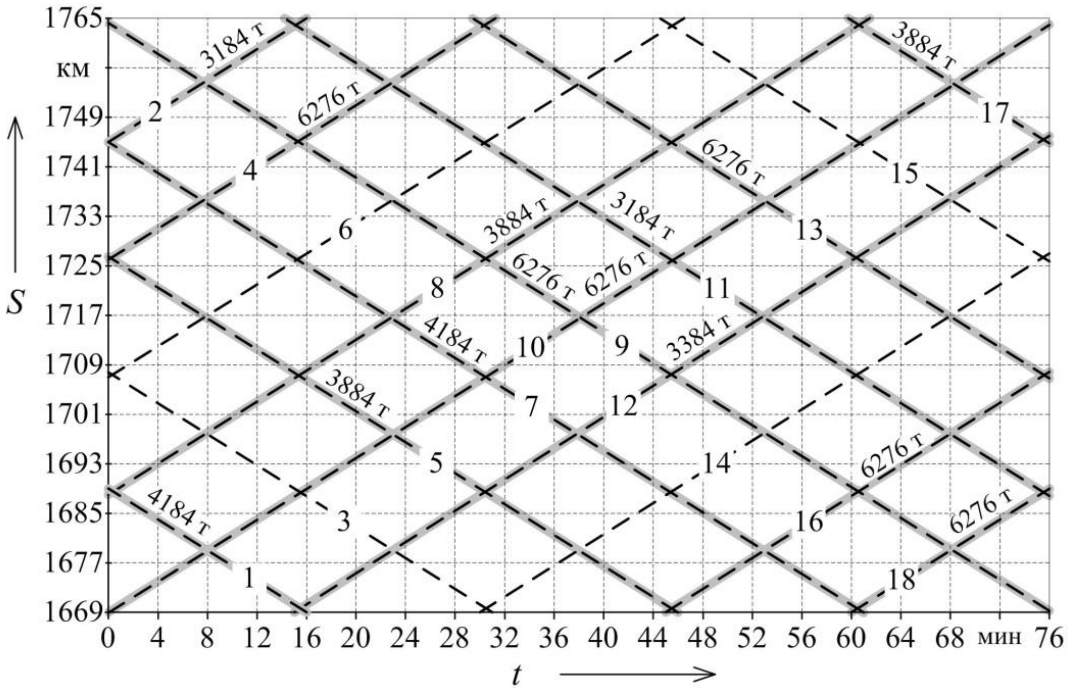


Рисунок 4 – График движения поездов для расчетного участка

Каждая нить графика движения представлена выражением:

$$S(t) = at + b, \quad (1)$$

параметры a, b приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Параметры модели для нитей графика движения поездов

Параметр	1	2	3	4	5	6	7	8	9
a	-1,25	1,25	-1,25	1,25	-1,25	1,25	-1,25	1,25	-1,25
b	1689	1744	1707,75	1725,25	1726,5	1706,5	1745,25	1687,75	1764
Параметр	10	11	12	13	14	15	16	17	18
a	1,25	-1,25	1,25	-1,25	1,25	-1,25	1,25	-1,25	1,25
b	1669	1782,75	1650,25	1801,5	1631,5	1820,25	1612,75	1839	1594

Формирование различных графиков движения поездов осуществлялось следующим образом: для всех графиков 1-я нить занята поездом массой 4184 т; 2-я – поездом массой 3184 т; 9-я и 10-я нити заняты поездами с массой 6276 т; 17-я – поездом массой 3884 т; 18-я – поездом массой 6276 т; нити 3, 5, 7 могут занимать только два поезда массой 4184 и 3884 т; нити 4, 6, 8 могут занимать только два поезда массой 6276 и 3884 т; нити 11, 13, 15 могут занимать только два поезда массой 6276 и 3184 т; нити 12, 14, 16 могут занимать только два поезда массой 6276 и 3384 т.

Общее количество графиков движения составляет 1296, так как размещение двух поездов по трем нитям дает шесть возможных сочетаний, всего в нечетном направлении 36 возможных сочетаний, аналогично для четного направления 36 возможных сочетаний. На каждом из 1296 графиков движения находятся 14 поездов (семь в четном и семь в нечетном направлении).

На рисунке 4 показан один из 1296 графиков движения поездов на участке (серые линии), на рисунке 1 показано размещение поездов для момента времени t = 24, т. е. для 24-й мгновенной схемы.

Моделирование выполнялось для периода времени 76 минут, который разделен на интервалы по 0,8 минуты, всего 76 мгновенных схем для каждого различного расположения поездов. Например, для четного поезда, который перемещается от ТП 1 до ТП 6, каждое новое положение соответствует одной из ветвей от 662 до 850 на рисунке 2. По заданным графикам токов ЭПС (см. рисунок 3) задаются значения тока (см. рисунок 2), соответствующие положению ЭПС, для каждой мгновенной схемы определяются значения тока ветвей и напряжения узлов схемы замещения.

Определение тока заряда НЭ для поглощения избыточной энергии рекуперации на борту электровоза выполняется с использованием ветвей с ЭДС $E_{НЭ}$, параллельно подключенных с источниками тока $J_{ЭПС}$ (см. рисунок 2). Для момента времени, при котором на «токоприемнике» ЭПС напряжение выше 4 кВ и ток ЭПС отрицательный, определялось значение $E_{НЭ}$, для которого напряжение на «токоприемнике» ЭПС равно 4 кВ. В этом случае ветвь с ЭДС $E_{НЭ}$ находится в режиме приемника электроэнергии, по известным значениям с ЭДС $E_{НЭ}$ и тока заряда может быть определена мощность НЭ, а также энергоемкость по известному времени прохождения одного километра.

На основании моделирования был определен объем избыточной энергии рекуперации для поезда массой 6276 т (нить 9 на рисунке 4). Результат расчета для всех рассмотренных графиков движения приведен на рисунке 5, где N – расчетное значение появления избыточной энергии рекуперации различного объема на токоприемнике ЭПС для 1296 различных графиков движения. Необходимо отметить, что при появлении избыточной энергии рекуперации для нескольких моментов времени (мгновенных схем), следующих друг за другом, объем избыточной энергии рекуперации определялся как сумма объемов энергии каждого момента времени.

Для накопления избыточной энергии рекуперации в полном объеме на ЭПС (с учетом возврата части электроэнергии в тяговую сеть) необходим НЭ с энергоемкостью 280 кВт·ч.

В результате расчета изменения напряжения на токоприемнике ЭПС нечетного поезда массой 6276 т (нить 9 на рисунке 4) получены следующие результаты: для каждого графика движения из 76 мгновенных схем в среднем в семи схемах наблюдалось превышение допустимого напряжения 4000 В на токоприемнике ЭПС в режиме рекуперативного торможения.

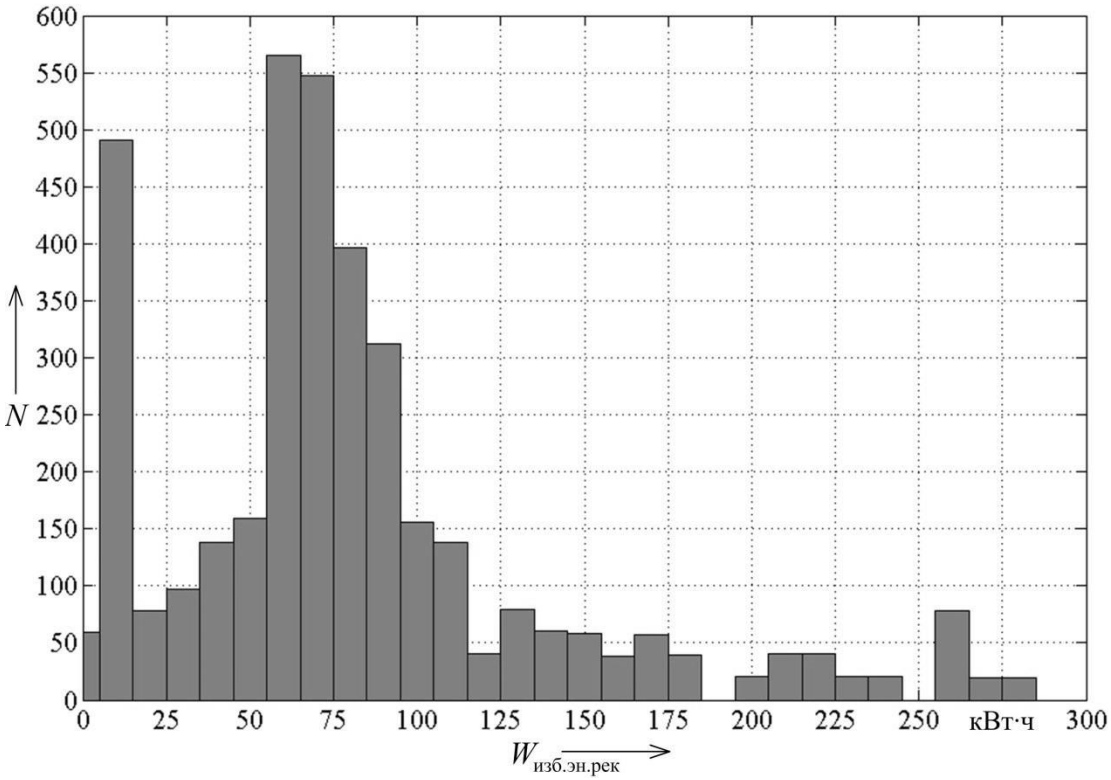


Рисунок 5 – Гистограмма распределения объемов избыточной энергии рекуперации для поезда массой 6276 т

Объем избыточной энергии рекуперации зависит от параметров системы тягового электроснабжения, т. е. от наличия приемников энергии рекуперации и возможности осуществления передачи энергии к удаленным ЭПС в режиме тяги. Существенными факторами, влияющими на объем избыточной энергии рекуперации в тяговой сети постоянного тока, являются график движения поездов на участке, масса поезда и режим ведения поезда.

В дополнение к нормам ГОСТ 6962-75 существуют документы, ограничивающие максимально допустимый уровень напряжения в контактной сети или уровень напряжения ограничивается системами защиты на электровозах новых серий [6], поэтому объем избыточной энергии рекуперации во многом зависит от принятого в расчете максимально допустимого значения напряжения на токоприемнике ЭПС.

На рисунке 6 представлены графики изменения тока ЭПС и напряжения на «токоприемнике» рассматриваемого поезда для графика движения (см. рисунок 4). При расчете принято, что разряд накопителя осуществляется, если ЭПС находится в режиме тяги и напряжение на токоприемнике ниже 3100 В. Значение напряжения разряда НЭ должно быть обосновано техническим расчетом, уставка по напряжению должна обеспечить полный разряд НЭ до начала следующего цикла заряда-разряда.

Как видно из рисунка 6, б, для двух мгновенных схем напряжение превышает 4 кВ, в этих случаях НЭ на борту ЭПС не запасает избыточную энергию (или запасает только ее часть), так как эта энергия генерируется другими электровозами на участке. На рисунке 6, в значения мощности имеют отрицательный знак в режиме заряда НЭ (ток направлен встречно ЭДС ветвей соответствующих НЭ на рисунке 2) и положительный знак в режиме разряда НЭ.

Предложенный подход позволяет определять необходимую энергоемкость и мощность НЭ на борту ЭПС в зависимости от объема избыточной энергии рекуперации ЭПС с учетом

различных схем питания контактной сети, токораспределения между рельсовыми цепями двух путей, инвертирования части электроэнергии в систему внешнего электроснабжения, а также с учетом графиков движения поездов на участке.

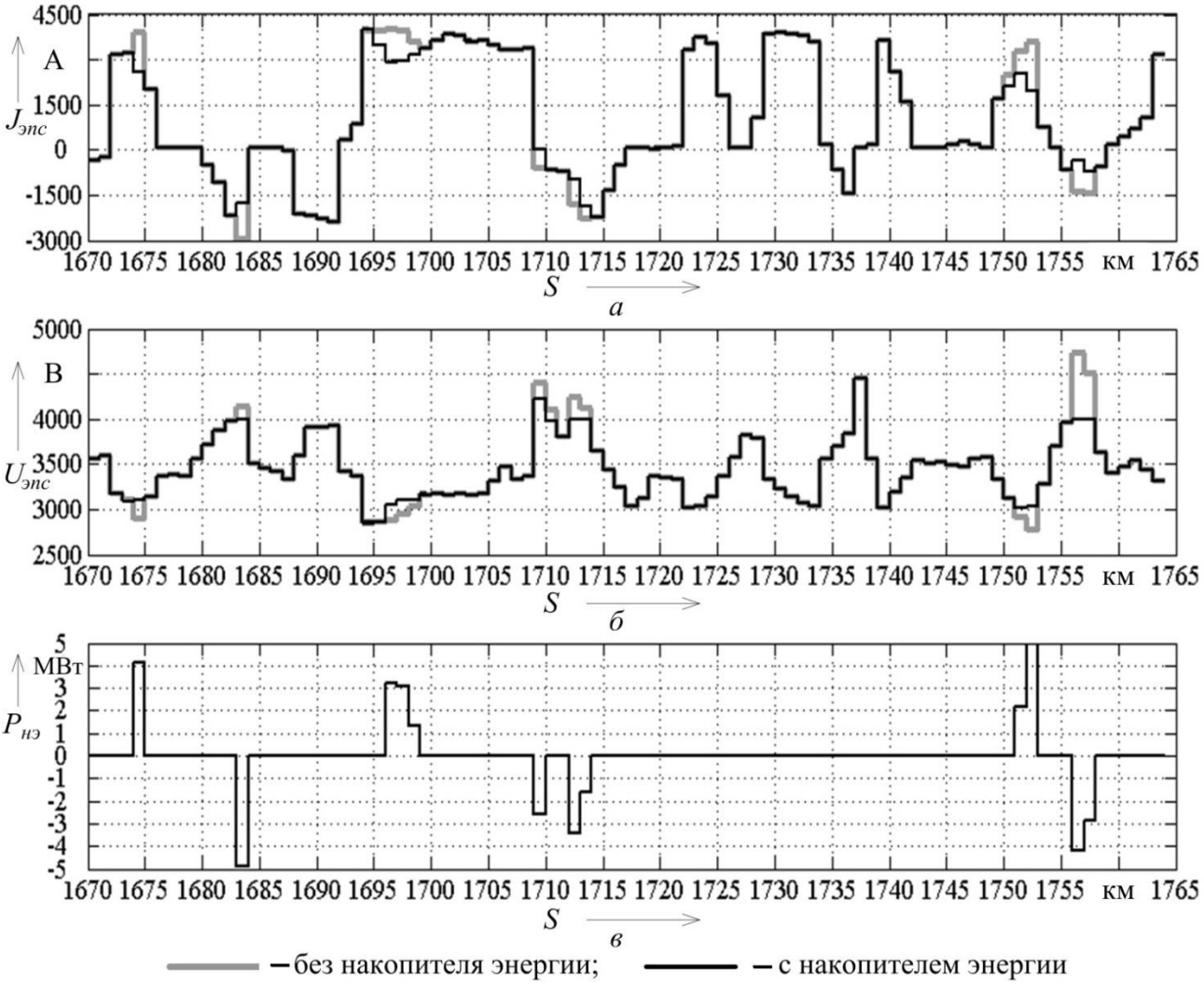


Рисунок 6 – Графики изменения тока ЭПС (а), напряжения ЭПС (б) и мощности НЭ (в)

Использование НЭ с мощностью 7 МВт и энергоемкостью 280 кВт·ч на электроподвижном составе грузового поезда массой 6276 т в среднем для 1296 рассмотренных графиков движения позволит:

1) снизить расход электроэнергии ЭПС с НЭ на 7,2 %;

2) снизить потери электроэнергии в тяговой сети на 12,3 %;

3) уменьшить количество случаев превышения напряжения в контактной сети допустимых значений, установленных ГОСТ 6962-75.

Целесообразность использования технического средства во многом определяется экономической эффективностью, поэтому применение энергоемкого НЭ на борту ЭПС или накопителя стационарного исполнения [7] для каждого участка требует сравнения различных вариантов с учетом технических и экономических показателей. Современные цены на НЭ серьезно ограничивают темпы их внедрения, исследования ведутся на перспективу.

Список литературы

1. Гапанович, В. А. Энергетическая стратегия и электрификация российских железных дорог [Текст] / В. А. Гапанович, С. Н. Епифанцев, В. А. Овсейчук. – М.: Эко-Пресс, 2012. – 196 с.

2. Стационарная система аккумулирования энергии рекуперации электроподвижного состава метрополитена на базе емкостных накопителей энергии [Текст] / Ю. А. Бродский, А. И. Подаруев и др. // Электротехника. – 2008. – № 7. – С. 38 – 41.

3. Охотников, Н. С. Использование накопителей энергии для повышения тяговых свойств электровозов [Текст] / Н. С. Охотников // Вестник ВНИИЖТа. – М., 2010. – № 5. – С. 33 – 36.

4. ГОСТ 6962-75. Транспорт электрифицированный с питанием от контактной сети. Ряд напряжений. – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 3 с.

5. Марквардт, К. Г. Электроснабжение электрифицированных железных дорог [Текст] / К. Г. Марквардт. – М.: Транспорт, 1982. – 528 с.

6. Повышение эффективности применения рекуперативного торможения на железных дорогах постоянного тока в условиях эксплуатации старых и новых электровозов [Текст] / В. Т. Черемисин, А. С. Вильгельм и др. // Эксплуатационная надежность локомотивного парка и повышение эффективности тяги поездов: Материалы всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – С. 234 – 243.

7. Москалев, Ю. В. Повышение энергоэффективности системы тягового электроснабжения постоянного тока железных дорог с применением накопителей энергии [Текст] / Ю. В. Москалев, М. А. Карабанов // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2013. – № 2 (14). – С. 51 – 58.

УДК 621.336

В. Д. Бардушко

ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПЕРИОДОВ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

В статье рассматривается вопрос методологии остановки имитационного моделирования при использовании современных инструментальных средств, каковым является, например, среда MatLab. В частности, проанализированы факторы, определяющие длительность моделирования при заданном уровне точности искомых результатов.

Имитационное моделирование работы тягового электроснабжения позволяют решать широкий круг как технических, так и экономических задач. При решении технических задач в области систем тягового электроснабжения важными являются как интегральные, так и экстремальные значения искомых величин. Это обусловлено техническими особенностями системы тягового электроснабжения. Например, при настройке релейной защиты требуются, как правило, экстремальные значения. Некоторые технические задачи требуют интегральных оценок значений величин за ограниченный период. Таковыми являются, например, эффективные токи фидеров за двадцать минут для оценки нагревания фидеров. В то же время решение экономических задач требует вычисления интегральных, чаще всего средних, значений за длительный период. Для оценки экономической эффективности различных мероприятий, например, усиления системы, рационализации режимов ее работы и других, необходимо вычислять потери электрической энергии в устройствах тягового электроснабжения за длительный период. Если при решении задач технического характера длительность расчетного периода определяется нормативными документами (в зависимости от решаемой задачи либо наибольшие 20 минут, либо время хода или его часть по лимитирующему перегону и т. д.), то в задачах экономического характера расчетный период либо год, либо, реже, сутки.

Некоторые указанные выше задачи тягового электроснабжения могут быть решены аналитическими методами. Однако многие из них наиболее эффективно решаются на имитационных моделях. В частности, сложность учета взаимодействия систем внешнего и тягового электроснабжения приводит к существенной ошибке, например, в определении уравнительного тока [1]. В этой связи вопросам идентификации моделей уделяется значительное внимание, о чем свидетельствуют, например, исследования, изложенные в работах [2, 3].

Решение многовариантных задач для поиска оптимального варианта требует адекватной замены длительного расчетного периода более коротким, конечно, если такая замена возможна и доказывается математическим аппаратом. При оценке средних потерь мощности ΔP под адекватным периодом следует, очевидно, понимать такой меньший расчетный период, который в заданных границах доверительной вероятности дает те же потери, что и действительный период.

В настоящее время имеются мощные средства имитационного моделирования, которые могут быть использованы для решения широкого круга задач, в том числе и технико-экономического характера [4]. В связи с этим встает вопрос о формировании правила остановки имитационного моделирования. При решении многовариантных задач можно использовать методы множественного ранжирования [7]. Для решения поставленной задачи ниже приведены результаты анализа потерь электроэнергии в тяговой сети части электрической железной дороги переменного тока. Для воспроизведения условий работы системы тягового электроснабжения в нормальных условиях в настоящее время используются вероятностные модели графиков движения поездов [5], характеризующиеся следующими параметрами: минимальным, средним и максимальным межпоездным интервалом. Ясно, что если средний интервал больше минимального, то число поездов пропускается меньше того, которое может быть пропущено при неизменном минимальном интервале. Если все число поездов, определяемое средним интервалом, пропустить с минимальным интервалом, то останется часть времени расчетного периода, свободная от пропуска поездов. Это время называется резервным [5]. Очевидно, чем меньше резервное время вероятностного графика, тем меньше случайных отклонений от среднего межпоездного интервала текущих значений межпоездного интервала и, следует предположить, тем раньше процесс становится статистически устойчивым при прочих равных условиях. Другие условия, включаемые в вероятностную модель графика движения поездов, могут также существенно повлиять на период стабилизации. Анализ имитационного моделирования показывает, что чем больше типов поездов включается в вероятностную модель, тем больше требуется времени моделирования до момента стабилизации искомого параметра, поскольку каждый из типов поездов, выпускаемых на участок, «разыгрывается» ЭВМ тоже случайным образом. Результаты расчета относительных потерь энергии в тяговой сети как функции времени t, представленные графически на рисунках 1 – 3, дают основания для предположения о том, что процесс $\Delta P = f(t)$ стабилизируется после истечения определенного периода времени, различного для вероятностных графиков с различными параметрами распределения. Это является универсальным свойством ряда случайных процессов. Поэтому для каждой конкретной задачи имитационного моделирования возникает вопрос формирования правил остановки моделирования.

Для количественной оценки времени моделирования при решении задачи о потерях в тяговой сети были использованы три типа графиков движения с равными средними значениями межпоездного интервала, но с различными значениями резервного времени и различным числом типов обращающихся на участке поездов. Параметры этих графиков приведены в таблице.

Процесс имитации можно остановить, если искомая величина, в частности, относительные потери электроэнергии в тяговой сети, с заданной надежностью входит в заданный доверительный интервал [5]. Проблема заключается в том, что доверительный интервал для искомых средних потерь может быть принят как некий процент от искомой величины.

Параметры графиков движения с равными средними значениями межпоездного интервала

Нечетное направление								
межпоездной интервал, мин			масса поезда, т			доля поездов, %		
минимальный	средний	максимальный	1	2	3	1	2	3
8	20	120	3000	1200	-	70	30	-
8	20	120	3000	-	-	100	-	-
18	20	30	3000	-	-	100	-	-
8	15	120	3600	2000	1200	80	10	10
8	15	120	3600	-	-	100	-	-
12	15	35	3600	-	-	100	-	-

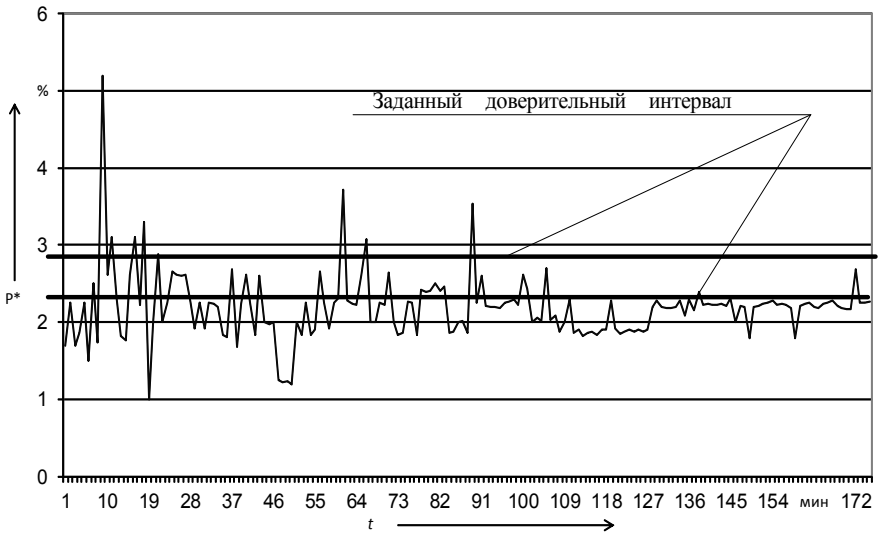


Рисунок 1 – Зависимость относительных потерь электроэнергии в тяговой сети от времени моделирования для первого типа графика

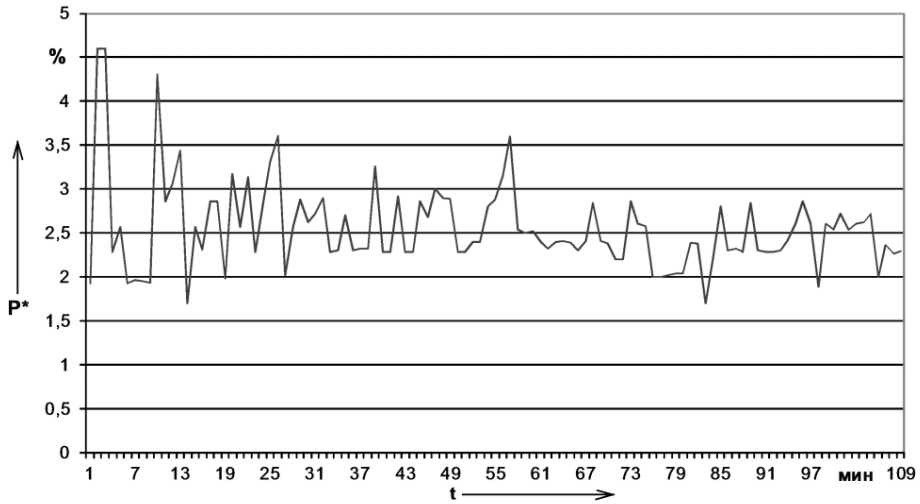


Рисунок 2 – Зависимость относительных потерь электроэнергии в тяговой сети от времени моделирования для второго типа графика

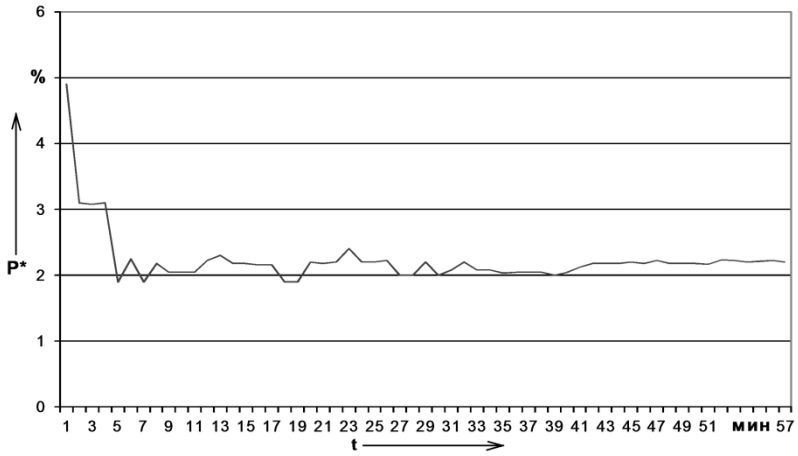


Рисунок 3 – Зависимость относительных потерь электроэнергии в тяговой сети от времени моделирования для третьего типа графика

Искомая величина же, в свою очередь, может являться функцией длительности имитационного моделирования, следовательно, наперед неизвестна. Для выявления тенденции изменения среднего от длительности моделирования можно использовать теорию сравнения средних значений [6]. В соответствии с этой теорией средние $a_1(T_1)$ и $a_2(T_2)$ двух выборок с длительностями T_2 и T_2 можно считать практически равнымидруг другу, если при одинаковых дисперсиях соблюдается условие:

$$\left|a_1 - a_2\right| < t_{1-\frac{p}{2}} \cdot s \cdot \sqrt{\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}}, \tag{1}$$

где $t_{1-\frac{p}{2}}$ – квантиль распределения Стьюдента с уровнем значимости $1-p/2$ и степенью свободы $f = n_1 + n_2 - 2$; n_1 и n_2 – число элементов первой и второй выборок из генеральной совокупности; s – средневзвешенная дисперсия,

$$s = \frac{(n_1 - 1)\cdot s_1 + (n_2 - 1)\cdot s_2}{f}, \tag{2}$$

где s_1 и s_2 – выборочные дисперсии первой и второй выборок.

Если дисперсии рассматриваемых выборок не равны друг другу, то условие равных средних имеет вид:

$$\begin{cases} T = \dfrac{\nu_1 \cdot t_{1-\frac{p}{2}} f(1) + \nu_2 \cdot t_{1-\frac{p}{2}} f(2)}{\sqrt{\nu_1 + \nu_1}}; \\ T < a_1 - a_1, \end{cases} \tag{3}$$

где $\nu_1 = \dfrac{s_1^2}{n_1}$; $\nu_2 = \dfrac{s_2^2}{n_2}$; $t_{1-\frac{p}{2}}(f_1)$, $t_{1-\frac{p}{2}}(f_2)$ – квантили распределения Стьюдента с уровнями значимости $1-p/2$ и степенями свободы $f_1 = n_1 - 1$ и $f_2 = n_2 - 1$.

Из изложенного ясно, что для оценки равных средних двух выборок требуется проверить однородность их дисперсий. Такая проверка осуществляется критерием Фишера:

$$F = \frac{s_1^2}{s_2^2}. \tag{4}$$

Если, вычисленный по формуле (4) критерий превосходит табличное значение $F_p(f_1, f_2)$, то дисперсии с вероятностью p следует признать различными [6]. Результаты сравнения дисперсий и средних значений относительных потерь электроэнергии в тяговой сети для всех графиков движения поездов, описанных в таблице для различных длительностей имитации, показывают, что за исключением первого случая средние относительные потери электроэнергии стабилизируются и в дальнейшем становятся статистически равными через 2,5 ч для второго графика и практически через 0,5 ч для третьего, поэтому задаваться доверительным интервалом следует исходя из среднего по истечению этих периодов. Что касается первого случая, то для него следует один раз вычислить среднее для как можно большего периода (сутки или более).

Анализ времени моделирования режимов работы системы тягового электроснабжения переменного тока с учетом изложенного выше позволяет сделать следующие выводы.

1. Потери электроэнергии в системе тягового электроснабжения являются случайной величиной.

2. Величина потерь статистически устойчива.

3. При прочих равных условиях в заданный доверительный интервал раньше стремиться величина потерь с таким графиком движения поездов, в котором меньшее число типов поездов и для которого меньшее резервное время, т. е. с графиком, приближающимся к детерминированному (параллельный график движения поездов).

4. Для условий, принимаемых в инженерных расчетах, где доверительный интервал – 0,95, уровень значимости – 95 % и заданный доверительный интервал ± 5 %, остановка имитационного моделирования целесообразна

через 3 ч системного времени для графика с тремя типами поездов в каждом из направлений и с разницей между минимальным и максимальным межпоездными интервалами порядка 100 мин;

через 2,5 ч с графиком, указанным в предыдущем пункте, но с одним типом поезда (средневзвешенным например);

через 1 ч с графиком, имеющим один тип поезда и с разницей между минимальным и максимальным межпоездными интервалами порядка 25 мин.

Список литературы

1. Закарюкин, В. П. Сложнонесимметричные режимы электрических систем [Текст] / В. П. Закарюкин, А. В. Крюков / Иркутский гос. ун-т. – Иркутск, 2005. – 273 с.

2. Закарюкин, В. П. Параметрическая идентификация линий электропередачи и трансформаторов: Монография [Текст] / В. П. Закарюкин, А. В. Крюков, М. С. Шульгин / Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2012. – 96 с.

3. Сидоров, О. А. Прогнозирование износа контактных пар устройств токосъема монорельсового электрического транспорта [Текст] / О. А. Сидоров, С. А. Ступаков, В. М. Филиппов // Известия вузов. Электромеханика / Южно-Российский гос. техн. ун-т. – Новочеркасск, 2011. – № 5. – С. 76 – 80.

4. Краковский, Ю. М. Управление доходностью перевозки пассажиров на основе вероятностного анализа безубыточности [Текст] / Ю. М. Краковский, Д. И. Жарий, А. С. Селиванов // Вестник ВНИИЖТа. – М., 2011. – № 6. – С. 35 – 39.

5. Марквардт, Г. Г. Применение теории вероятностей и вычислительной техники в системе энергоснабжения [Текст] / Г. Г. Марквардт. – М.: Транспорт, 1972. – 204 с.

6. Вентцель, Е. С. Теория вероятностей [Текст] / Е. С. Вентцель. – М.: Наука, 1969. – 576 с.

7. Краковский, Ю. М. Многокритериальный выбор наилучшего варианта пассажирских перевозок на основе показателей эффективности [Текст] / Ю. М. Краковский // Вестник стипендиатов DAAD. – Иркутск, 2012. – № 1 (9). – С. 55 – 59.

УДК 621.372.21: 681.3.068

Н. В. Пашкова

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНЫХ СЕТЯХ СИСТЕМЫ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ

В статье рассмотрены особенности расчета нестационарных волновых процессов в системе тягового электроснабжения. Математическая модель для расчета волновых процессов в контактных сетях построена на основе модификации преобразования Лапласа в сочетании с использованием рядов Фурье. Осуществлено моделирование системы электроснабжения для выявления особенностей волновых процессов в тяговых сетях.

Волновые процессы в тяговых сетях переменного тока оказывают отрицательное влияние на линии электропередачи, проложенные вблизи железной дороги: линии телефонной и телеграфной связи, рельсовые цепи автоблокировки, силовые и осветительные сети, а также отрицательно сказываются на потерях энергии в системе тягового электроснабжения. Возможность эффективного анализа этих процессов с целью выработки технических решений, улучшающих условия функционирования электрооборудования систем тягового электроснабжения, является важной задачей, которая может решаться с привлечением математических методов, подтвержденных экспериментом.

Для оценки воздействия волн на изоляцию электрооборудования необходимы данные об амплитудных значениях напряжения и тока [1], а также о форме нестационарных процессов. Для этого расчет нужно проводить по мгновенным значениям напряжения и тока. Такое описание необходимо и для определения помех в сетях, влияющих на качество электроэнергии.

Натурные испытания и физическое моделирование не обеспечивают полноты информации по возможным волновым режимам и особенностям их влияния на изменения тока и напряжения по причине многообразия возникающих ситуаций, поэтому необходимо использовать имитационное моделирование, которое позволяет дополнить эксперимент и дает возможность исследовать волновые процессы в системе электроснабжения. Актуальность работы подтверждается «Энергетической стратегией ОАО «РЖД» на период до 2010 года и на перспективу до 2030 года», в соответствии с которой приоритетным направлением деятельности является снижение потерь электроэнергии [2].

Система электроснабжения может рассматриваться как соединение сосредоточенных и распределенных звеньев, каждое из которых представлено соответствующим активным или пассивным четырехполюсником. В расчетном отношении положительное свойство схемы состоит в том, что результирующая математическая модель формируется по математическим моделям ее звеньев-четырехполюсников.

Структурная схема участка переменного тока Зубково – Световская Западно-Сибирской железной дороги приведена на рисунке 1. Источниками ЭДС $e1$ и $e2$ моделируется питание от районных подстанций и линий продольного электроснабжения. В качестве примера рассматривается наиболее простой случай – межподстанционный участок при консольном питании (рисунок 2). Схема включает в себя источник синусоидального напряжения, участки линий электропередачи (ЛЭП) и контактной сети, тяговую подстанцию и электроподвижной состав (ЭПС). Тяговая сеть – это цепь с распределенными параметрами. Преобразователи электровозов являются источниками возмущений, которые приводят к появлению волн напряжения и тока в тяговой сети. Эти волны порождают гармоники тока, которые усиливаются или ослабляются в зависимости от длины межподстанционного участка, параметров электровозов, тяговых трансформаторов и т. д.

Нагрузка от ЭПС имитируется двухполюсником, подключенным через трансформатор к контактной сети. Данные рассуждения относятся к электровозам без рекуперации.

С учетом специфики метода были построены математические модели для основных элементов системы электроснабжения.

Наибольшую трудность представляет составление математических моделей для контактной сети и линии электропередачи [3].

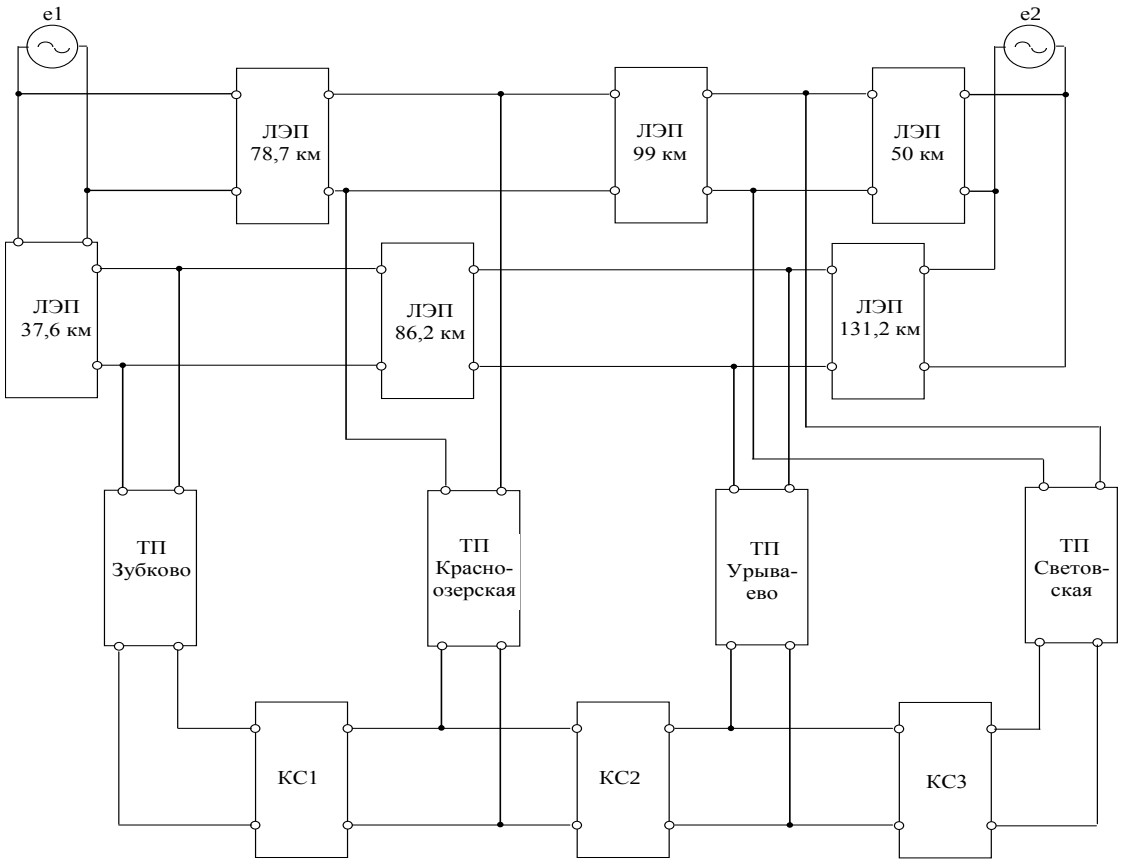


Рисунок 1 – Структурная схема участка переменного тока Зубково – Световская

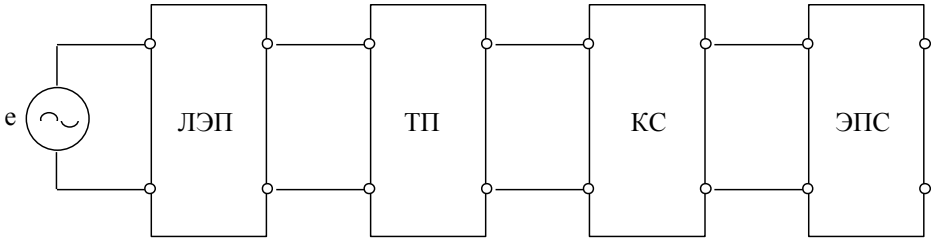


Рисунок 2 – Структурная схема участка электроснабжения при консольном питании

На рисунках 1, 2 обозначено: ЛЭП – линии электропередачи; ТП – тяговая подстанция; КС – контактная сеть; ЭПС – электроподвижной состав.

Для реализации предложенного метода было принято основное допущение: участки линий контактной сети представляются в виде модели однородной двухпроводной линии. Принципиально математический аппарат для исследования однородных линий известен. Основу его составляют так называемые телеграфные уравнения, которые представляют собой систему из двух дифференциальных уравнений в частных производных для тока и напряжения линии. Решение этих уравнений для установившихся режимов линий (расчет стационарных волновых режимов) не представляет существенных трудностей. Исследование переходных процессов (нестационарных волновых процессов) с учетом необходимых параметров линий встречает значительные затруднения. Предлагаемый метод основывается на модификации преобразования Лапласа, который позволяет получать решение в форме рядов Фурье без применения формул разложения, значительно усложняющих процесс расчета [4].

В качестве расчетной берется модель однородной двухпроводной линии, которая описывается системой уравнений с частными производными (телеграфными уравнениями):

$$\begin{cases} -\dfrac{\partial u}{\partial x} = R_0\, i + L_0 \dfrac{\partial i}{\partial t}; \\ -\dfrac{\partial i}{\partial x} = G_0\, u + C_0 \dfrac{\partial u}{\partial t}, \end{cases} \tag{1}$$

где R_0, L_0, G_0, C_0 – первичные параметры линии.

Мгновенные значения напряжения и тока являются функциями двух переменных: времени t и пространственной координаты x. По координате x применяется прямое одностороннее преобразование Лапласа в его традиционной форме. В преобразованиях по координате t участвует преобразование Лапласа с конечными пределами:

$$F_T(p) = \frac{1}{1-e^{-p\tau}} \int_0^{\tau} f(t)\; e^{-pt} dt = \frac{1}{1-e^{-p\tau}} F_\tau(p), \tag{2}$$

где τ – интервал периодизации решения.

Преобразование (2) позволяет во временной области решение задачи выразить в форме рядов Фурье, благодаря чему расчет переходного процесса приобретает черты расчета установившихся синусоидальных режимов, что значительно облегчает математическое исследование волновых процессов в разветвленных системах. Прямое преобразование системы (1) по переменной времени t и пространства x приводит к уравнениям:

$$\begin{cases} \dot{U}(q,p) = \dot{U}_1(q,p) + \dot{U}_2(q,p); \\ \dot{I}(q,p) = \dot{I}_1(q,p) + \dot{I}_2(q,p), \end{cases} \tag{3}$$

где $U_1(q,p) = \dfrac{q\; u(0,p) - Z_0(\mathrm{p})\; \mathrm{i}(0,p)}{q^2 - \gamma^2(p)}$; $U_2(q,p) = \dfrac{qL_0\; \mathrm{i}(q,0) - Z_0(\mathrm{p})\; \mathrm{C}_0\; \mathrm{u}(q,0)}{q^2 - \gamma^2(p)}$;

$I_1(q,p) = \dfrac{q\; \mathrm{i}(0,p) - Y_0(\mathrm{p})\; \mathrm{u}(0,p)}{q^2 - \gamma^2(p)}$; $I_2(q,p) = \dfrac{qC_0\; \mathrm{u}(q,0) - Y_0(\mathrm{p})\; \mathrm{L}_0\; \mathrm{i}(q,0)}{q^2 - \gamma^2(p)}$; p и q – комплексные переменные относительно координат t и x; $u(x,p)$, $i(x,p)$ – изображение напряжения и тока по координате t; $U(q,p)$, $I(q,p)$ – двойное изображение напряжения и тока относительно координат x и t; $u(x,0)$, $i(x,0)$ – значения напряжения и тока при $t = 0$; $u(0,p)$, $i(0,p)$ – граничные условия по координате x, т. е. в начале линии при $x = 0$; $u(q,0)$, $i(q,0)$ – начальное распределение напряжения и тока в момент времени $t = 0$; $\gamma(p) = \sqrt{Z_0(p) \cdot Y_0(p)}$ – коэффициент распространения в операторной форме; $Z_0(p) = R_0 + pL_0$, $Y_0(p) = G_0 + pC_0$.

Величину напряжения в начале линии $u(0, p)$ можно считать известной. Составляющая тока $i(0, p)$ зависит от процессов в линии, поэтому ее определение возможно только в результате расчета переходного процесса. Начальное распределение напряжения и тока $u(q, 0)$ и $i(q, 0)$ предварительно определяется в результате расчета установившегося режима линии.

В качестве примера рассмотрена схема участка тяговой сети (рисунок 3), содержащая тяговый трансформатор и тяговую сеть в пределах межподстанционного участка при консольном питании. Двухполюсник $\underline{Z}_{\acute{Y}} = R_{\acute{Y}} + j\omega L_{\acute{Y}}$ имитирует нагрузку ЭПС.

Сначала рассчитываются распределение напряжения и тока вдоль линий в момент $t = 0$ и распределение для момента времени $t = \tau$. Определение установившихся распределений сводится к расчету стационарных режимов входящих в состав системы линий (участков контактной сети) и трансформаторов тяговых подстанций.

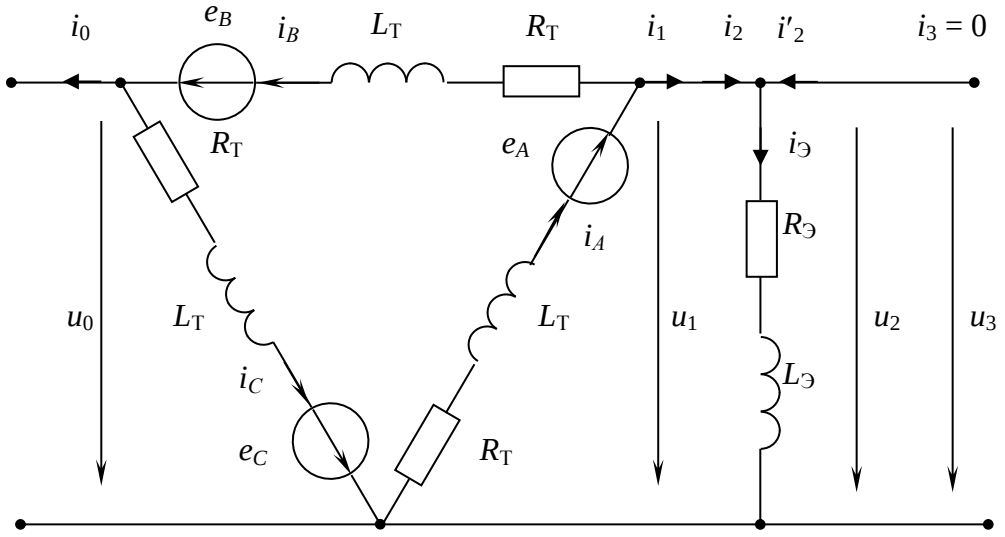


Рисунок 3 – Схема замещения участка электроснабжения при консольном питании

Система уравнений в комплексной форме для расчета установившегося режима имеет вид:

$$\begin{cases} \dot{U}_2 = \mathrm{A}_1\dot{U}_1 - B_1\dot{I}_1, \\ \dot{I}_2 = -\mathrm{C}_1\dot{U}_1 + A_1\dot{I}_1, \\ \dot{I}_Э = \underline{Y}_Э\dot{U}_2, \\ \dot{I}'_2 = -\dot{I}_2 + \dot{I}_{Э1}, \\ \dot{U}_3 = \mathrm{A}_2\dot{U}_2 - \mathrm{B}_2\dot{I}'_2, \\ \dot{I}_3 = -\mathrm{C}_2\dot{U}_2 + \mathrm{A}_2\dot{I}'_2, \\ \dot{U}_1 = \dfrac{1}{3}\left[3\dot{E}_A - 2\dot{I}_1\underline{Z}_T\right], \end{cases} \qquad (4)$$

где $\mathrm{A}_1 = \mathrm{ch}\ \underline{\gamma}\ l_1$; $\mathrm{B}_1 = \underline{Z}_\mathrm{B}\ \mathrm{sh}\ \underline{\gamma}\ l_1$; $\mathrm{C}_1 = \underline{Y}_\mathrm{B}\ \mathrm{sh}\ \underline{\gamma}\ l_1$; $\mathrm{A}_2 = \mathrm{ch}\ \underline{\gamma}\ l_2$; $\mathrm{B}_2 = \underline{Z}_\mathrm{B}\ \mathrm{sh}\ \underline{\gamma}\ l_2$;

$\mathrm{C}_2 = \underline{Y}_\text{Â}\ \mathrm{sh}\ \underline{\gamma}\ l_2$; $\underline{Y}_\text{Ý} = \dfrac{1}{\underline{Z}_\text{Ý}}$.

Решая систему уравнений (4), определяем комплексы напряжения и токи на входах и выходах участков. Решение системы может быть осуществлено в символьном виде. Применяя метод последовательного исключения неизвестных, определяем изображения напряжения и тока. Затем записываем оригиналы в форме ряда Фурье с комплексными коэффициентами.

Система изображений для расчета переходных процессов, полученная с помощью преобразования Лапласа с конечными пределами, имеет вид:

$$\begin{cases} U_2(p) = A_1U_1(p) - B_1I_1(p) + M_1, \\ I_2(p) = -C_1U_1(p) + A_1I_1(p) + N_1, \\ I_Э(p) = Y_Э(p)\cdot U_2(p) + L_Э\cdot Y_Э(p)\cdot i_Э(o,\tau), \\ I'_2(p) = -I_2(p) + I_Э(p), \\ U_3(p) = A_2U_2(p) - B_2I'_2(p) + M_2, \\ 0 = -C_2U_2(p) + A_2I'_2(p) + N_2, \\ U_0(p) = 2E_A(p) + E_B(p) - Z_T(p)\cdot I_1(p) - 2U_1(p) + L_Ti_{11}(o,\tau), \\ 0 = Y_T(p)\left[3E_A(p) - 2Z_T(p)\cdot I_1(p) - 3U_1(p) - L_Ti_{22}(o,\tau)\right], \end{cases} \qquad (5)$$

где $A_1 = ch\left[\gamma(p)\ l_1\right];\quad B_1 = Z_B(p)\ sh\left[\gamma(p)\ l_1\right];\quad C_1 = Y_B(p)\ sh\left[\gamma(p)\ l_1\right];$

$M_1 = u_2(l_1, p);\qquad N_1 = i_2(l_1, p);$

$A_2 = ch\left[\gamma(p)\ l_2\right];\ B_2 = Z_B(p)\ sh\left[\gamma(p)\ l_2\right];\ C_2 = Y_B(p)\ sh\left[\gamma(p)\ l_2\right];$

$M_2 = u_2(l_2, p);\qquad N_2 = i_2(l_2, p);$

$i_{11}(0,\tau) = -i_\sigma(0,\tau) + 2i_A(0,\tau) + i_B(0,\tau);$

$i_{22}(0,\tau) = i_\sigma(0,\tau) - 3i_A(0,\tau);$

$i_\sigma(0,\tau) = i_A(0,\tau) + i_B(0,\tau) + i_C(0,\tau).$

Переход к оригиналам начинается с обратного преобразования по координате *x*. Наиболее просто при этом преобразуются первые составляющие двойного изображения $U_1(q, p)$ и $I_1(q, p)$, по структуре совпадающие с выражениями для установившегося синусоидального режима линии.

Составляющие $u_2(l,p)$ и $i_2(l,p)$ преобразуются к интегралам свертки для соответствующих функций-оригиналов. Эти выражения имеют сложную структуру, поэтому они подвергаются математическим преобразованиям для приведения к форме, не содержащей интегралов свертки. Наиболее простой путь интегрирования состоит в представлении интегралов через табличные значения с применением соотношений для гиперболических функций.

Обратное преобразование относительно функции времени *t*, т. е. переход к функциям действительных переменных *u*(*x*,*t*) и *i*(*x*,*t*), осуществляется на основе модифицированного преобразования Лапласа с конечными пределами, которому соответствует функция-оригинал в форме ряда Фурье:

$$F_m(p) \doteq f_m(t) = \frac{1}{\tau}\sum_{k=-\infty}^{\infty} F_\tau(jk\omega_\tau)\ e^{jk\omega_\tau t},\quad \omega_\tau = \frac{2\pi}{\tau}. \tag{6}$$

В результате формируются конечные соотношения для функций действительных переменных:

$$\begin{cases} u_m(x,t) = \dfrac{1}{\tau}\displaystyle\sum_{k=-\infty}^{\infty} u_1\left(x, jk\frac{2\pi}{\tau}\right) + u_2\left(x, jk\frac{2\pi}{\tau}\right)\ e^{jk\frac{2\pi}{\tau}t;} \\ i_m x,t) = \dfrac{1}{\tau}\displaystyle\sum_{k=-\infty}^{\infty}\left[i_1\left(x, jk\frac{2\pi}{\tau}\right) + i_2\left(x, jk\frac{2\pi}{\tau}\right)\right] e^{jk\frac{2\pi}{\tau}t}. \end{cases} \tag{7}$$

Система уравнений (7) представляет собой ряды Фурье в комплексной форме. При этом величина τ выбирается из условия: $\tau \geq t_n$, где t_n – длительность переходного процесса.

Разработанный метод позволяет рассчитывать волновые процессы напряжения и тока в разветвленных сетях, содержащих элементы с сосредоточенными и распределенными параметрами.

В результате расчета и имитационного моделирования [5] были получены графики изменения тока от момента окончания интервала коммутации цепей электровоза до начала интервала нормальной работы (рисунки 4 и 5).

Сравнивая временные диаграммы, можно отметить следующее: при повышении значения R_0 увеличивается затухание волн тока; при увеличении длины межподстанционной зоны уменьшаются частота и амплитуда колебаний. Эти результаты соответствуют данным теоретических и экспериментальных исследований [6].

С помощью разработанной математической модели расчета волновых процессов в тяговых сетях переменного тока можно получать временные диаграммы напряжения и тока при различных схемах питания межподстанционных зон и исследовать влияние параметров системы электроснабжения на нестационарные процессы.

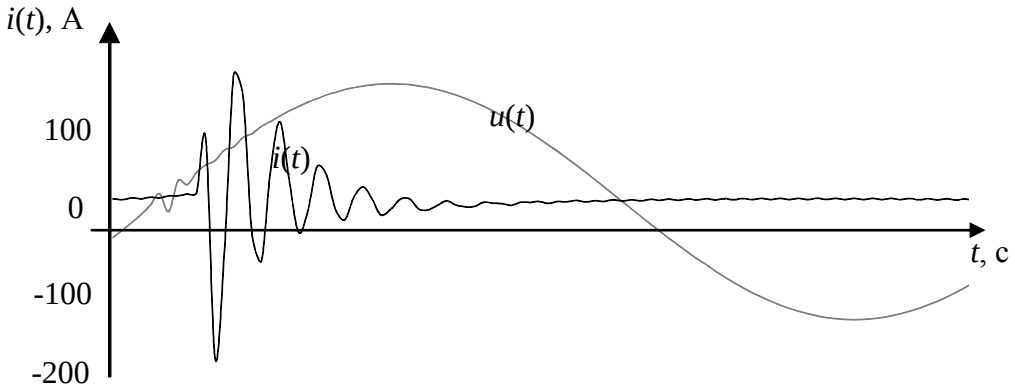


Рисунок 4 – Изменение тока в линии ($R_0 = 0,5$ Ом/км, $l = 40$ км)

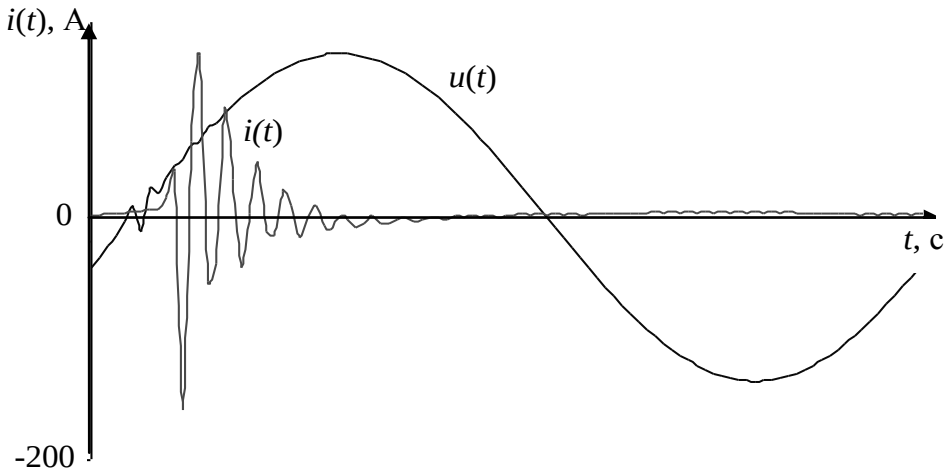


Рисунок 5 – Изменение тока в линии ($R_0 = 0,7$ Ом/км, $l = 20$ км)

Применение предложенного метода расчета нестационарных волновых процессов в тяговых сетях возможно при проектировании новых и реконструкции имеющихся элементов системы электроснабжения, а также для выявления факторов, ухудшающих качество электроэнергии и приводящих к аварийным режимам работы электрооборудования.

Список литературы

1. Кузнецов, А. А. Разработка технических средств и методики контроля состояния изоляторов контактной сети постоянного тока [Текст] / А. А. Кузнецов, А. Ю Кузьменко, Е. А. Кротенко // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – С. 110 – 116.

2. Черемисин, В. Т. Основные направления реализации Федерального закона № 261-ФЗ от 23.11.2009 «Об энергосбережении…» в холдинге «Российские железные дороги»/ В. Т. Черемисин, М. М. Никифоров // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – С. 119 – 124.

3. Пашкова, Н. В. Особенности расчета волновых процессов в линиях электропередачи / Н. В. Пашкова // Обеспечение экономически целесообразных условий работы железных до-

рог на основе оптимизации режимов работы электротехнических комплексов: Межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2008. – С. 58 – 61.

4. Пашкова, Н. В. Разработка метода оценки влияния параметров системы электроснабжения на волновые процессы в тяговых сетях: Дис… канд. техн. наук / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2004. – 164 с.

5. Пашкова, Н. В. Применение имитационного моделирования для определения влияния параметров системы электроснабжения на волновые процессы в тяговых сетях/ Н. В. Пашкова // Разработка и исследование автоматизированных средств контроля и управления для предприятий железнодорожного транспорта: Межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2005. – С. 36 – 39.

6. Зажирко, В. Н. Влияние волновых процессов на гармонический состав напряжений и токов в контактной сети переменного тока / В. Н. Зажирко, В. В. Черемисин // Разработка и исследование автоматизированных средств контроля и управления для предприятий железнодорожного транспорта: Межвуз. темат. сб. науч. тр. / Омская гос. акад. путей сообщения. – Омск, 1999. – С. 6 – 13.

УДК 621.317

В. В. Петров, А. Т. Когут, А. А. Лаврухин

ИЗМЕРЕНИЕ СДВИГОВ ФАЗ В ТЯГОВЫХ СЕТЯХ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

В работе выполнен анализ причин возникновения погрешностей измерения сдвигов фаз гармонических составляющих в тяговых сетях электроснабжения железнодорожного транспорта и описан способ повышения точности измерения.

Важную роль в исследовании качества электроэнергии в тяговых сетях железнодорожного транспорта играют фазовые измерения, что теоретически обосновано в работах [1, 2] на основе гармонического анализа и математического моделирования в среде MathCad различных режимов работы сетей электроснабжения в условиях рекуперации, несинусоидальности и несимметрии питающих напряжений. На реальных подстанциях электроснабжения тяговых сетей, имеющих нелинейный резкопеременный характер нагрузки, присутствует широкий спектральный состав токов и напряжений, а между гармониками возникают значительные флюктуации сдвигов фаз, превышающих ± 180 °.

Особенность фазовых измерений в таких условиях заключается в том, что широкий диапазон флюктуаций фаз и резкопеременные колебания амплитуды тока нагрузки, а также искаженная форма тока и напряжения увеличивают погрешность обычных цифровых способов измерения сдвига фаз до десятков градусов, что делает их практически непригодными в таких условиях. Например, применение операции усреднения последовательных измерений сдвигов фаз за несколько периодов основной частоты сети и получение результата измерения в качестве математического ожидания может привести к существенным погрешностям и неверным выводам. Причем величина такой погрешности зависит как от среднеквадратичного отклонения (СКО), так и от математического ожидания (МО) разности фаз.

Рассмотрим причину возникновения подобной погрешности в обычном фазометре, измеряющем среднее значение сдвига фаз. За каждый период входных сигналов осуществляется измерение сдвига фаз в диапазоне ± 180 °, что после усреднения полученных значений искажает функцию плотности вероятности реального процесса $P(x)$ при больших значениях флюктуации фаз входных сигналов. Оценим погрешность МО, определенного как среднее

значение сдвигов фаз, измеренных фазометром в диапазоне ± 180 ° при нормальном законе распределения сдвигов фаз входного сигнала. Функция плотности вероятности на выходе фазометра с периодической нелинейной передаточной характеристикой может быть описана выражением:

$$P(y) = \sum_{i=-\infty}^{\infty} P_x(x_i), \tag{1}$$

где $x_i = y + 2\pi i$ – уравнение *i*-й ветви зависимости *y(x)* фазометра; *i* – целая часть частного $x/2\pi$; $P_x(x)$ – плотность вероятности флюктуации фазы входного сигнала при наложении на него случайной помехи, распределенной по нормальному закону:

$$P_x(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2}}, \tag{2}$$

где σ_x – среднеквадратичное отклонение процесса флюктуации разности фаз. Учитывая характер нелинейного преобразования (1) при больших флюктуациях фаз сигналов, математическое ожидание результата измерения сдвига фаз можно определить как

$$m_y = \int_{-\pi}^{\pi} y \sum_{i=-\infty}^{\infty} P_x(y + 2\pi i) dy. \tag{3}$$

Графическая интерпретация искажения функции плотности вероятности нелинейной периодической передаточной характеристикой фазометра приведена на рисунке 1.

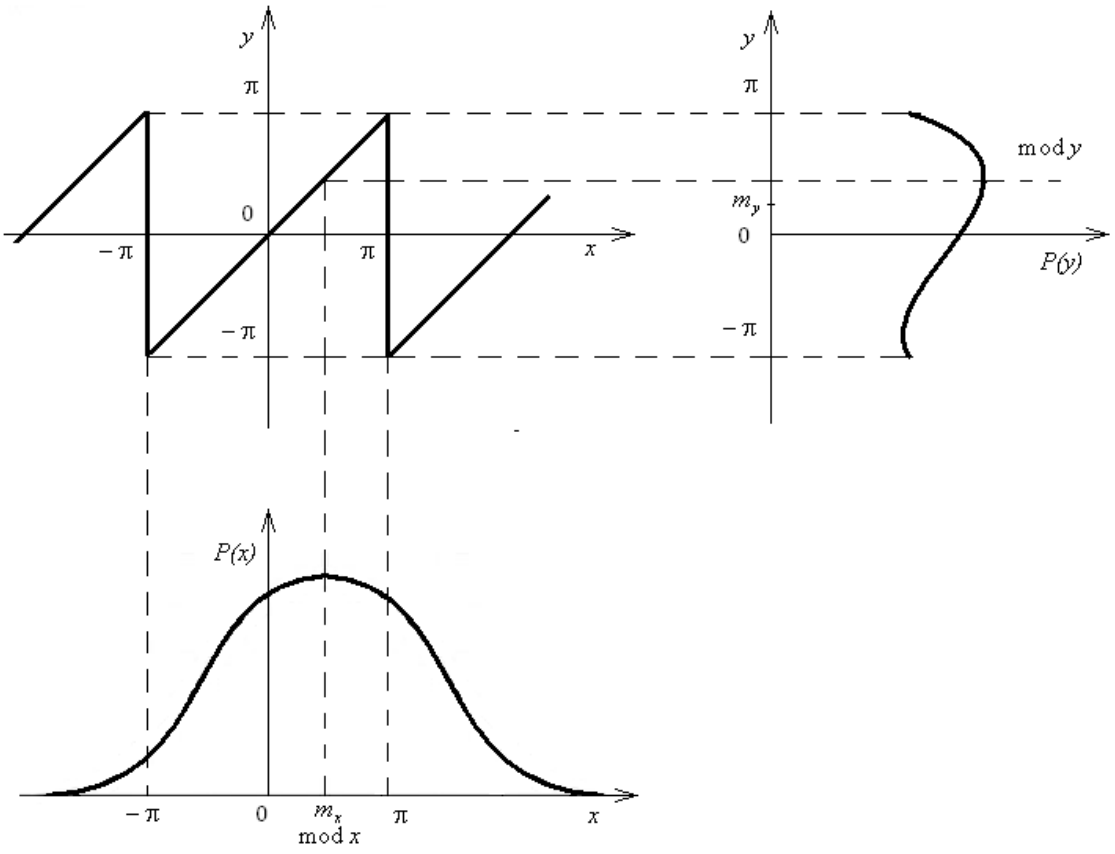


Рисунок 1 – Результат искажения нормального закона распределения сдвига фаз после нелинейного преобразования в цифровом фазометре с ограниченным диапазоном измерения ±180 °

На рисунке 1 приняты следующие обозначения: x – мгновенные значения разности фаз между входными сигналами, $y(x)$ – нелинейная характеристика фазометра после преобразования «фазовый сдвиг – код» (ПФС – К) в диапазоне измерения ±180 ° с периодом 2π; m_x – математическое ожидание (среднее значение) сдвига фаз между входными сигналами, которое необходимо измерить; mod x – наиболее вероятное значение сдвига фаз между сигналами, которое при нормальном (симметричном одномодальном) законе распределения совпадает с m_x; $P(x)$ – плотность вероятности фазы входного сигнала, описываемого нормальным законом распределения; mod y – наиболее вероятное значение сдвига фаз после ПФС – К на выходе цифрового фазометра; $P(y)$ – плотность вероятности фазы сигнала на выходе цифрового фазометра после ПФС – К; m_y – математическое ожидание фазы сигнала на выходе цифрового фазометра.

Подставляя в уравнение (3) выражение $P(x)$ (2) и изменив порядок интегрирования и суммирования, выражение (3) можно представить в виде:

$$m_y = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} \cdot \sum_{i=-\infty}^{\infty} \int_{-\pi}^{\pi} y e^{-\frac{(y-m_x+2\pi i)^2}{2\sigma_x^2}} dy. \tag{4}$$

Для определения m_y произведем замену переменных:

$$\begin{cases} t = (y - m_x + 2\pi i)/\sigma_x; \\ y = t\sigma_x + m_x - 2\pi i; \\ dy = \sigma_x dt; \\ \alpha_{\text{Н}} = (2\pi i - \pi - m_x)/\sigma_x; \\ \alpha_{\text{В}} = (2\pi i + \pi - m_x)/\sigma_x. \end{cases} \tag{5}$$

Тогда

$$m_y = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} \sum_{i=-\infty}^{\infty} \int_{\alpha_{\text{Н}}}^{\alpha_{\text{В}}} (t\sigma_x + m_x - 2\pi i) e^{-\frac{t^2}{2}} \sigma_x dt\,. \tag{6}$$

Если учесть, что для нормального закона распределения нормированная функция плотности распределения вероятности

$$f(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}} \tag{7}$$

и нормированная функция распределения вероятности

$$\Phi(\alpha) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\alpha} e^{-\frac{t^2}{2}} dt, \tag{8}$$

то окончательное выражение (6) можно записать в виде:

$$m_y = \sum_{i=-\infty}^{\infty} \{ (m_x - 2\pi i) \cdot \left[\Phi_{(\alpha_{\text{В}})} - \Phi_{(\alpha_{\text{Н}})}\right] - \sigma_x \cdot \left[f_{(\alpha_{\text{В}})} - f_{(\alpha_{\text{Н}})}\right] \}. \tag{9}$$

Из выражения (9) видно, что при больших значениях σ_x среднее значение сдвига фаз входного сигнала (m_x), которое необходимо измерить, и среднее значение, измеряемое цифровым фазометром с усреднением в диапазоне ±180 ° (m_y), существенно отличаются друг от друга. Такая нелинейность характеристики фазометра приводит к значительной погрешности известных способов измерения сдвига фаз ($\Delta m_{xy} = m_y - m_x$) в условиях больших флюктуаций входных сигналов, общий вид которой представлен на рисунке 2.

Для уменьшения указанной погрешности предлагается измерение сдвига фаз производить в следующей последовательности. На первом этапе необходимо построить гистограмму разности фаз в диапазоне ±180 °, затем найти максимальное значение плотности вероятности и принять соответствующий ему сдвиг фаз за результат измерения, который будет совпадать с МО фазы входного сигнала.

Повышение точности измерения можно обосновать следующим образом. На основе выражений (1) и (2) плотность вероятности процесса после ПФС – К с усреднением можно опрделить по формуле:

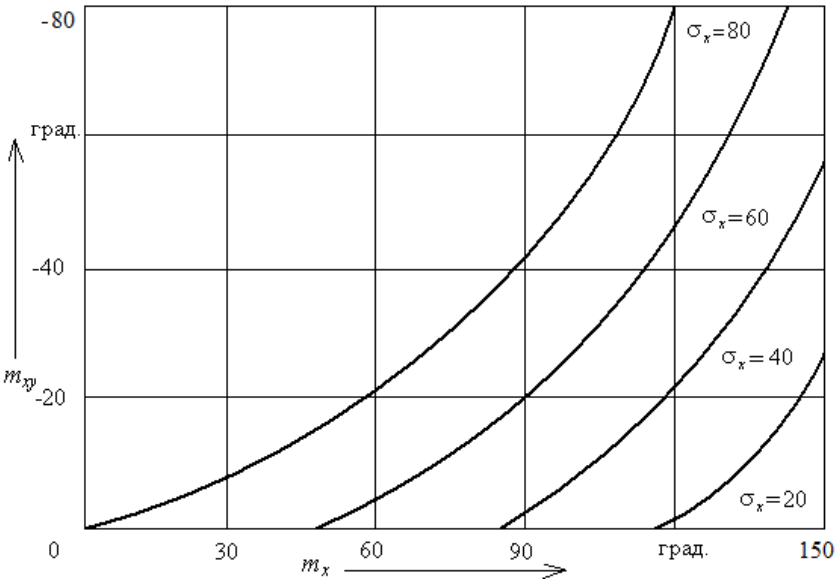


Рисунок 2 – Зависимость погрешности измерения сдвига фаз обычным цифровым фазометром от МО и СКО фазы входного сигнала

$$P(y) = -\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x}\sum_{i=-\infty}^{\infty} e^{-\frac{(y-m_x+2\pi i)^2}{2\sigma_x^2}}. \qquad (10)$$

Для определения сдвига фаз на выходе фазометра, соответствующего максимальной вероятности, находим производную этой функции:

$$\frac{dP(y)}{dy} = -\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x^3}\sum_{i=-\infty}^{\infty}(y-m_x+2\pi i)e^{-\frac{(y-m_x+2\pi i)^2}{2\sigma_x^2}}. \qquad (11)$$

Представим выражение (11) в виде суммы составляющих:

$$\frac{dP(y)}{dy} = -\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x^3}\left[a_0(y)+a_1(y)+a_2(y)\right], \qquad (12)$$

где

$$a_0(y) = (y-m_x)e^{-\frac{(y-m_x)^2}{2\sigma_x^2}}; \qquad (13)$$

$$a_1(y) = 2\pi\sum_{i=1}^{\infty} i\cdot e^{-\frac{(y-m_x+2\pi i)^2}{2\sigma_x^2}}; \qquad (14)$$

$$a_2(y) = 2\pi\sum_{i=-1}^{-\infty} i\cdot e^{-\frac{(y-m_x+2\pi i)^2}{2\sigma_x^2}}. \qquad (15)$$

Максимум *P(y)* соответствует моде (mod *y*) процесса и определяется при равенстве нулю выражения (12). Так как решение уравнения (12) в аналитическом виде затруднено, покажем, что

$$\frac{dP(y)}{dy} = 0 \text{ при } y = m_x. \qquad (16)$$

Выражение (12) будет равно нулю тогда, когда сумма трех составляющих (13) – (15) будет равна нулю. Равенство нулю выражения (13) может быть проверено путем прямой подстановки $y = m_x$. Очевидно, что $a_0(y) = 0$ при $y = m_x$. Сумма $a_1(y)$ и $a_2(y)$ равна нулю, так как соответствующие члены рядов (14) и (15) одинаковы по величине и противоположны по знаку:

$$a_1(y) = -a_2(y) \quad \text{при} \quad y = m_x. \tag{17}$$

Это подтверждает справедливость равенства

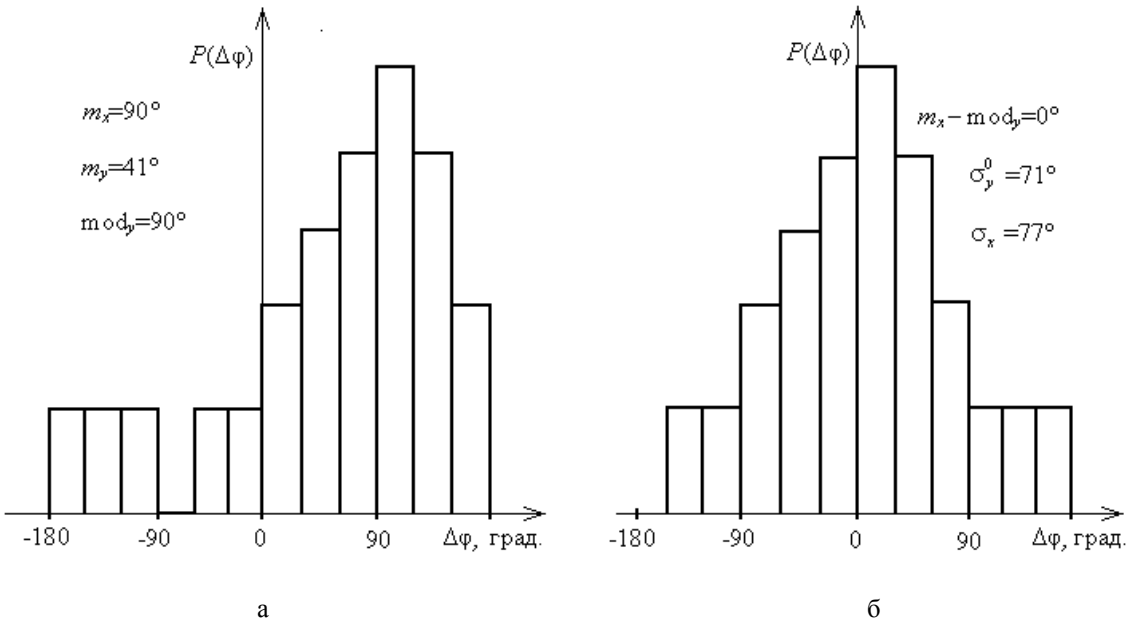
$$\max P(y) = \operatorname{mod} y = m_x. \tag{18}$$

Таким образом, при большой флюктуации фаз сигналов предложенный способ, включающий операции нахождения моды процесса после ПФС – К, а не среднего значения, как в обычных цифровых фазометрах, имеет более высокую точность измерения сдвига фаз.

Для снижения погрешности оценки СКО при изменении сдвига фаз в ограниченном диапазоне ± 180 ° после нахождения максимального значения вероятности необходимо совместить моду процесса на выходе фазометра с нулевым значением сдвига фаз по следующему алгоритму:

$$\begin{cases} y^0 = y - \operatorname{mod} y, & -\pi \le (y - \operatorname{mod} y) \le \pi; \\ y^0 = y - \operatorname{mod} y + 2\pi, & (y - \operatorname{mod} y) < -\pi; \\ y^0 = y - \operatorname{mod} y - 2\pi, & (y - \operatorname{mod} y) > \pi. \end{cases} \tag{19}$$

Подобная операция уменьшает вероятность искажения гистограммы процесса из-за нелинейной характеристики фазометра *y(x)* и позволяет реализовать помехоустойчивый следящий способ измерения сдвига фаз. Пример смещенных на величину моды значений сдвига фаз представлен на рисунке 3.



а б

Рисунок 3 – Пример смещения моды процесса для нахождения точных значений параметров сигнала в следящем фазометре: до смещения фазы (а) и мода фазы смещена к нулю (б)

Смещение процесса центрирует гистограмму относительно моды и минимизирует СКО. Так как нелинейность характеристики *y(x)* и диапазон измерения фазометра имеет вполне определенный характер, то при принятии гипотезы, что распределение сдвига фаз имеет нормальный закон, можно ввести поправочный коэффициент, который тоже будет иметь де-

терминированный характер. Поэтому для определения уточненного значения σ_x полученное на выходе фазометра значение σ_y^0 следует умножить на этот поправочный коэффициент:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_x}{\sigma_y^0}. \tag{20}$$

Для нахождения K_σ определим дисперсию процесса на выходе фазометра с ограниченным диапазоном измерения:

$$\sigma_y^2 = \int_{-\pi}^{\pi} (y - m_y)^2 \sum_{i=-\infty}^{\infty} P_x(y + 2\pi i)dy. \tag{21}$$

Учитывая уравнение (2), выражение (21) можно представить в виде:

$$\sigma_y^2 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_x} \sum_{i=-\infty}^{\infty} \int_{-\pi}^{\pi} (y - m_y)^2 e^{-\frac{(y - m_x + 2\pi i)^2}{2\sigma_x^2}} dy. \tag{22}$$

Применив обозначения (5), выражение (22) можно переписать в виде:

$$\sigma_y^2 = \sum_{i=-\infty}^{\infty} \Big[\frac{\sigma_x^2}{\sqrt{2\pi}} \int_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} t^2 e^{-\frac{t^2}{2}} dt + \frac{2\sigma_x(m_x - m_y - 2\pi i)}{\sqrt{2\pi}} \times \int_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} te^{-\frac{t}{2}} dt + \frac{(m_x - m_y - 2\pi i)^2}{\sqrt{2\pi}} \int_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \Big]. \tag{23}$$

Используя решения [3]

$$\int t^2 e^{-\frac{t^2}{2}} dt = -e^{-\frac{t^2}{2}} \int e^{-\frac{t^2}{2}} dt; \tag{24}$$

$$\int te^{-\frac{t^2}{2}} dt = -e^{-\frac{t^2}{2}}, \tag{25}$$

формулу (23) преобразуем к виду:

$$\sigma_y^2 = \sum_{i=-\infty}^{\infty} \Big[-\sigma_x^2 \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}} \Big|_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} + \sigma_x^2 \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - 2\sigma_x(m_x - m_y - 2\pi i) \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}} \Big|_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} + (m_x - m_y - 2\pi i) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{\alpha_\text{Н}}^{\alpha_\text{В}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \Big]. \tag{26}$$

Применив обозначения (7), выражение для дисперсии (26) окончательно можно записать в виде:

$$\sigma_y^2 = \sigma_x^2 \sum_{i=-\infty}^{\infty} \Big\{ \Big[1 + \frac{(m_x - m_y - 2\pi i)^2}{\sigma_x^2} \Big] \big[\Phi(\alpha_\text{В}) - \Phi(\alpha_\text{Н}) \big] - \Big[1 + \frac{2(m_x - m_y - 2\pi i)}{\sigma_x} \Big] \big[f(\alpha_\text{В}) - f(\alpha_\text{Н}) \big] \Big\}. \tag{27}$$

Из выражения (27) видно, что погрешность оценки σ_y на выходе фазометра зависит от СКО сдвига фаз входного сигнала фазометра σ_x. Учитывая выражения (5), (7), (8), (18) и (19), после совмещения mod y с нулевым значением и использования смещения моды в качестве

результата измерения сдвига фаз, дисперсию центрированного процесса на выходе цифрового фазометра можно вычислить по выражению:

$$(\sigma_y^0)^2 = \sigma_x^2 \sum_{i=-\infty}^{\infty} \left\{ \left[1+\frac{(2\pi i)^2}{\sigma_x^2}\right]\left[\Phi(\alpha_{\text{В}}^0)-\Phi(\alpha_{\text{Н}}^0)\right]- \right.$$
$$\left. -\left[1-\frac{4\pi i}{\sigma_x}\right]\left[f(\alpha_{\text{в}}^0)-f(\alpha_{\text{н}}^0)\right]\right\}. \qquad (28)$$

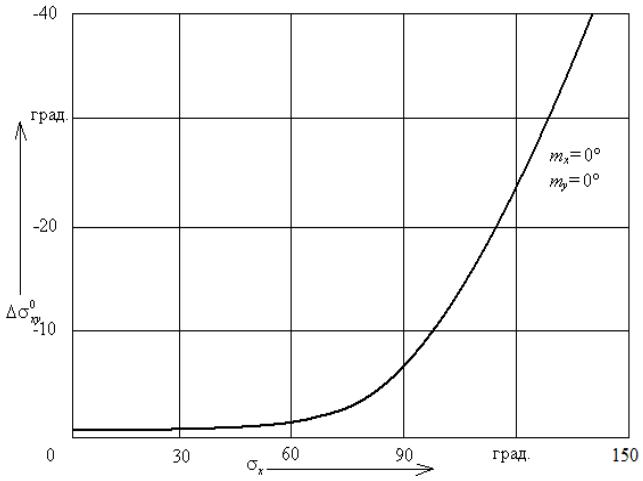


Рисунок 4 – Погрешность СКО после ПФС – К и смещения моды фазы сигнала к нулевому значению

Зависимость погрешности СКО центрированного процесса на выходе фазометра

$$\Delta\sigma_{xy}^0 = \sigma_y^0 - \sigma_x \qquad (29)$$

от σ_x представлена на рисунке 4, по ее виду можно заметить, что погрешность оценки СКО входного сигнала существенно возрастает при $\sigma_x > 60$ °.

Используя выражение (28), можно найти конкретные значения поправочного коэффициента K_σ, изображенного на рисунке 5 для различных значений σ_y^0, умножением на который уточняется среднее квадратичное отклонение неискаженного фазометром процесса сдвига фаз:

$$\sigma_x = K_\sigma \cdot \sigma_y^0. \qquad (30)$$

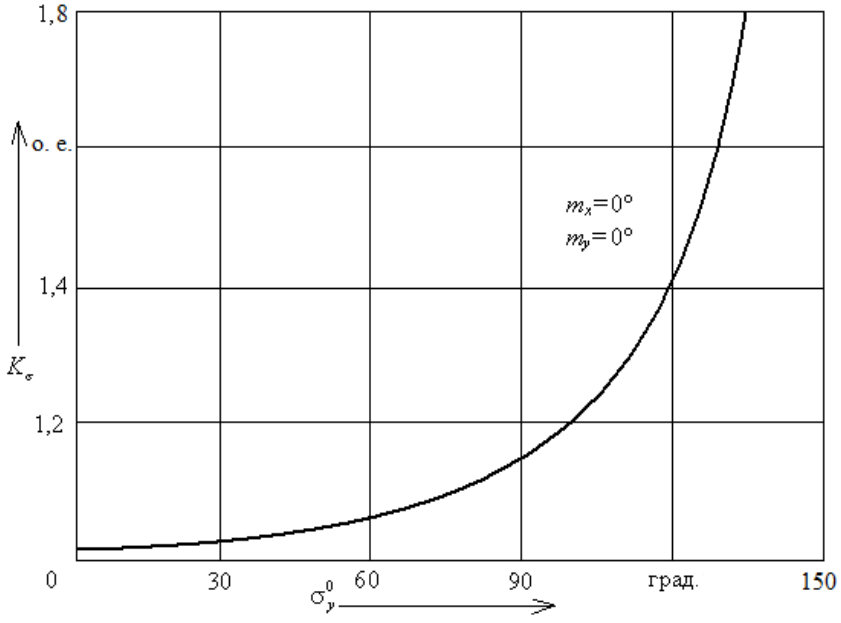


Рисунок 5 – Поправочный коэффициент для определения СКО фазы входного сигнала σ_x по значениям СКО на выходе фазометра σ_y^0

В микропроцессорной системе хранение функциональной зависимости $K_\sigma(\sigma_y^0)$ в табличном виде требует дополнительных аппаратных затрат, поэтому для приближенной оценки СКО фазы входного сигнала σ_x по значениям σ_y^0, полученным на выходе фазометра, зависимость $K_\sigma(\sigma_y^0)$ при $\sigma_y^0 > 60$ ° можно аппроксимировать параболической функцией и хранить в памяти микропроцессора только ее коэффициенты.

Так, например, при исследовании эффективности рекуперативного торможения и работы компенсатора реактивной мощности в тяговых сетях железнодорожного транспорта измерение статистических параметров сдвига фаз пятой гармоники тока по обычному алгоритму давало результат m_y = 55 °, σ_y^0 = 86 °, а уточненное значение этих же параметров по предла-

гаемой методике составляет: $m_x = \mathrm{mod}\, y = 84\ °$ и $\sigma_x = 96\ °$, т. е. $K_\sigma = 1{,}12$. Таким образом, в этом примере МО реального процесса было искажено фазометром, имеющим диапазон измерения ±180 °, более чем на 30 %, а СКО – на 12 %.

Структурная схема устройства, реализующего предложенный способ, представлена на рисунке 6. Устройство содержит генератор импульсов 1, преобразователь «фазовый сдвиг – код» (ПФС – К) 2, счетчик периодов входного сигнала за время измерения 3, делитель частоты 4, анализатор распределения плотности вероятности 5, множительное устройство 6, генератор управляющих сигналов 7, логический блок 8, индикаторное устройство 9.

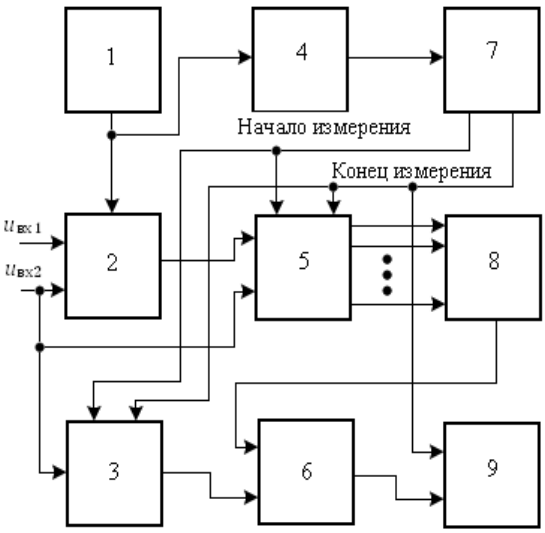


Рисунок 6 – Структурная схема цифрового фазометра повышенной точности

Устройство работает следующим образом. Импульсы высокой частоты от генератора импульсов 1 поступают на вход делителя частоты 4. С выхода делителя частоты 4 импульсы, период которых определяет время измерения, поступают на вход генератора управляющих сигналов 7, формирующего на первом выходе сигнал начала измерения, на втором – сигнал, соответствующий концу измерения.

За время измерения в каждом периоде входных сигналов ПФС – К вырабатывает код, пропорциональный мгновенному значению сдвига фаз. Эти значения сдвига фаз поступают на информационный вход анализатора распределения 5, который определяет частоту попадания процесса на выходе ПФС – К в дискретные интервалы (кванты) и за время измерения формирует таблицу плотности вероятности распределения фазы.

Логический блок 8 сравнивает число попаданий сдвига фаз в различные кванты и формирует на выходе номер кванта, в котором зарегистрировано максимальное число попаданий процесса на выходе ПФС – К, что и соответствует результату измерения моды фазы сигнала. Полученное значение сдвига фазы, соответствующее максимальной вероятности, умножается в множительном устройстве 6 на масштабирующий коэффициент и передается на индикаторное устройство 9.

На первом выходе генератора управляющих сигналов 7 формируется импульс начальной установки счетчика периодов 3 и счетчиков в анализаторе распределения 5 в нуль. На втором выходе вырабатывается импульс конца измерения, который останавливает счетчик периодов, разрешает передачу измеренного значения моды с выхода логического блока 8 на вход множительного устройства 6 и переписывает результат измерения сдвига фаз в регистр индикаторного устройства.

Реализация предлагаемого способа расширяет сферу возможного применения фазовых измерений, особенно в условиях высокого уровня импульсных помех. Кроме того, предложенный способ довольно просто реализуется на основе микропроцессорной техники. Микропроцессор выполняет функции ПФС – К, вычисления моды и управления индикатором, хотя аппаратная реализация этих блоков позволяет получить более высокое быстродействие фазометра.

Предложенный способ реализован на основе микроконтроллера в фазоизмерительной системе, которая была использована для измерения сдвига фаз высших гармоник на тяговой подстанции переменного тока Восточно-Сибирской железной дороги, имеющей в составе оборудования компенсатор реактивной мощности и фильтросимметрирующее устройство. Эта фазоизмерительная система в указанных условиях сохраняла работоспособность и точность измерений в пределах 1 °, а обычный селективный цифровой фазометр был уже прак-

тически неработоспособным. Так, при $\sigma_x = 60°$ и $m_x = 60°$ погрешность такого фазометра составляла 6 °, а при $\sigma_x = 80°$ и $m_x = 60°$ уже превышала 20°. Такая большая величина погрешности отражается в неоднозначности показаний обычного фазометра при последовательных измерениях одного и того же среднего значения сдвига фаз и свидетельствует о его неработоспособности в указанных условиях. Отсутствие подобной погрешности подтверждает эффективность описываемого способа измерения сдвига фаз.

Таким образом, на основе полученных результатов можно сделать выводы:

описываемый способ обеспечивает повышение точности измерения сдвига фаз при больших флюктуациях фаз сигналов относительно среднего значения, в условиях нестабильных сигналов и при большом уровне импульсных помех;

способ предназначен для реализации на основе микропроцессорной техники.

Список литературы

1. Комякова, О. О. Гармонический анализ сетевого тока преобразователя, работающего в инвертерном режиме, при несимметричном несинусоидальном напряжении питающей сети [Текст] / О. О. Комякова, Т. В. Комякова // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 4. – С. 55 – 62.

2. Чижма, С. Н. Адаптивный метод контроля симметричных составляющих в трехфазных системах электроснабжения [Текст] / С. Н. Чижма, А. А. Лаврухин // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2013. – № 1. – С. 76 – 82.

3. Прудников, А. П. Интегралы и ряды [Текст] / А. П. Прудников, Ю. А. Брычков, О. И. Маричев. – М.: Наука. 1981. – 797 с.

УДК 004.62

К. А. Фирсанов

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ И ТОЧНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ОТСЧЕТОВ СИГНАЛА ПРИ НЕРАВНОМЕРНОЙ ДИСКРЕТИЗАЦИИ В ТРАКТЕ АНАЛОГО-ЦИФРОВОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОММУНИКАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМОГО НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

В статье рассматриваются устойчивость и точность восстановления сигналов при периодически неравномерной дискретизации с использованием базисных функций sinc. *Точность и устойчивость рассмотрены для различных порядков системы преобразования, периода между базисными функциями, смещения базисных функций относительно восстанавливаемого отсчета.*

Цифровая обработка сигналов находит применение в радиоэлектронных устройствах, используемых на железнодорожном транспорте [1 – 4]. Устройства приема, передачи и обработки информации, измерительные устройства разрабатываются и проектируются на основе обработки сигналов в цифровой форме. Для устройства цифровой обработки сигналов аналого-цифровое преобразование – одна из основных операций. Специфика железнодорожного транспорта проявляется в высоком уровне помех, что обусловливает высокие требования к динамическому диапазону аналого-цифрового преобразования. Как правило, разрядность аналого-цифрового преобразователя (АЦП) определяет динамический диапазон обрабатываемых сигналов. Несмотря на то, что существуют прецизионные 16- и 24-разрядные АЦП, вопрос динамического диапазона до сих пор остается актуальным. В работе [5] был предложен метод расширения динамического диапазона АЦП, в основе этого метода лежит неравномерная дискретизация обрабатываемого сигнала. Основная идея данного метода – это брать

отсчеты в тех точках, где сигнал не выходит за границы диапазона аналого-цифрового преобразования, и затем на основе взятых отсчетов восстанавливать отсчеты, амплитуда которых превосходит динамический диапазон АЦП. Восстановление отсчетов сигнала с амплитудой, превышающей динамический диапазон АЦП в точках $t = t_i$, будет производиться на основе существующих отсчетов $f(t_i)$ из диапазона, где сигнал находится в пределах динамического диапазона АЦП, с использованием базисных функций $\varphi_k(t_i)$:

$$f(t_i) = \sum_{k=0}^{K-1} C_k \phi_k(t_i). \quad (1)$$

Система базисных функций $\varphi_k(t_i)$ выбирается таким образом, чтобы система была конечной и чтобы можно было обеспечить минимальную среднеквадратичную ошибку [5] для восстанавливаемых отсчетов. Как известно, любой сигнал может быть представлен через разложение в некотором базисе ортогональных функций $\psi_k(t_i)$:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} S_k \psi_k(t). \quad (2)$$

Так как ряд (2) является бесконечным, а при вычислительных задачах мы не можем оперировать бесконечным числом членов ряда, то необходимо найти преобразование бесконечного набора функций $\psi_k(t_i)$ к конечной системе $\varphi_k(t_i)$. Так как предполагается, что ряд (2) является сходящимся, то можно просто отбросить в разложении (2) все члены, начиная с *M*-го, при условии, что относительная ошибка разложения не будет превосходить заданную. Однако такой подход допустим далеко не для всех видов базисных функций, поэтому используют различные преобразования, чтобы перейти от одного базиса к другому:

$$f(t_i) = \sum_{k=0}^{K-1} C_k \phi_k(t_i) = P[\sum_{k=-\infty}^{\infty} S_k \psi_k(t_i)], \quad (3)$$

где *P* – оператор преобразования.

Один из видов таких преобразований – это использование оконных функций и приведение разложения в системе ортогональных функций (2) к системе (1). Вариант и методика выбора весовой функции для восстановления отсчетов неравномерно дискретизированного сигнала приведен в работе [7]. Другим вариантом выбора является уменьшение ошибки интерполяции e_k, которая возникает при усечении ряда до K членов за счет изменения коэффициентов S_k в разложении (2):

$$e_K(t_i) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} S_k \psi_k(t) - \sum_{k=0}^{K-1} C_k \varphi_k(t_i). \quad (4)$$

В работе [5] был рассмотрен способ восстановления отсчетов с использованием базисных функций вида $\varphi_k = \dfrac{\sin(\frac{\pi}{T}(t-kT))}{\frac{\pi}{T}(t-kT)}$. Теоретические основы данного подхода были обоснованы в работах [5, 6]. В данной статье рассмотрено, насколько устойчив данный метод интерполяции при использовании указанных базисных функций и какая точность интерполяции может быть гарантирована. Моделирование проводилось в системе MatLab. Для анализа использовались сигналы, состоящие из M равноотстоящих гармоник с различными амплитудами a_k и фазами θ_k:

$$s(nT) = \sum_{m=1}^{M} a_m \sin(2\pi(kf_m + f_0)nT_s + \theta_k). \quad (5)$$

Амплитуды и фазы гармоник выбирались случайным образом. В выражении (5) $T_s = 1/f_s$ – период дискретизации сигнала. После формирования сигнал ограничивался по определенному уровню L и отсчеты, амплитуда которых была выше уровня ограничения, отбрасывались. Затем отброшенные отсчеты восстанавливались. Для интерполяции использовались базисные функции sinc в форме

$$\phi_k = \frac{\sin(\pi(\frac{f_s}{f_\phi} - k))}{\pi(\frac{f_s}{f_\phi} - k)}. \qquad (6)$$

В выражении (6) f_s – частота дискретизации сигнала; f_φ – частота взятия функции $\varphi_k(t)$.

Согласно рекомендациям работы [5] при моделировании составлялась система линейных уравнений и определялись коэффициенты разложения (1), которые являются решением данной системы. Значения $f(t_i)$ являлись отсчетами сигнала в точках, где он не выходил за разрядную сетку АЦП.

$$\begin{bmatrix} \phi_1(t_1) & \phi_2(t_1) & \dots & \phi_k(t_1) & \dots & \phi_K(t_1) \\ \phi_1(t_2) & \phi_2(t_2) & \dots & \phi_k(t_2) & \dots & \phi_K(t_2) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \phi_1(t_n) & \phi_2(t_n) & \dots & \phi_k(t_n) & \dots & \phi_K(t_n) \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \phi_1(t_N) & \phi_2(t_N) & \dots & \phi_k(t_N) & \dots & \phi_K(t_N) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ \dots \\ C_k \\ \dots \\ C_K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f(t_1) \\ f(t_2) \\ \dots \\ f(t_n) \\ \dots \\ f(t_N) \end{bmatrix}. \qquad (7)$$

Значения отсчетов $f(t_i)$ брались слева и справа от тех отсчетов, которые необходимо будет восстановить. После решения системы уравнений (7) с использованием полученных коэффициентов C_k определялись значения восстановленных отсчетов путем подстановки нужных значений базисных функций $\varphi_k(t)$ для $t = t_i$ в систему уравнений (1). Если матрица $\varphi_k(t_n)$ в системе (7) являлась вырожденной, то такое преобразование считалось неустойчивым.

Устойчивость и точность данного преобразования исследовались в зависимости от соотношения f_s/f_φ, где f_s – частота дискретизации сигнала, f_φ – частота взятия отсчетов функции $\varphi_k(t)$, в зависимости от смещения набора $f(t_i)$ от восстанавливаемого отсчета и в зависимости от порядка системы (7). Исходными данными были сигналы, состоящие из восьми и 16 гармоник, составленные согласно уравнению (5), и уровни ограничения 0,5 и 0,1 от максимальной амплитуды сигнала. В результате ограничения некоторое количество L отсчетов сигнала превышало по амплитуде уровень ограничения и отбрасывалось. Затем отброшенные отсчеты восстанавливались согласно шагам, указанным выше. При восстановлении использовались два подхода. При первом подходе отсчеты $f(t_i)$, используемые для восстановления, располагались произвольно относительно восстанавливаемых отсчетов. При втором подходе восстанавливаемый отсчет располагался строго посредине отсчетов $f(t_i)$. Результаты моделирования приведены в таблицах 1 – 4. В таблице 1 показан процент случаев, когда матрица $\varphi_k(t_n)$ оказывалась вырожденной относительно общего числа восстанавливаемых точек для различных соотношений f_s/f_φ для сигнала, состоящего из восьми гармоник. Гармоники сигнала были распределены в полосе от 50 до 750 Гц. Отсчеты сигнала, превышающие по амплитуде 0,5 от максимального уровня, были отброшены, а затем восстановлены. Столбцы 2 – 4 содержат результаты для случая, когда точки, которые использовались как значения $f(t_i)$ и относительно которых вычислялись значения базисных функций, не распределялись равномерно слева и справа относительно восстанавливаемого отсчета. Столбцы 5 – 7 содержат результаты для случая, когда слева и справа находилось равное количество значений $f(t_i)$. Порядок системы линейных уравнений (7) варьировался от 20 до 30. Для сигнала, состоящего

из 16 гармоник, были получены сравнимые результаты. Стоит отметить, что чем дальше от восстанавливаемого отсчета выбирались $f(t_i)$, тем чаще матрица $\varphi_k(t_n)$ оказывалась вырожденной, что приводило к невозможности восстановления отсчетов.

Таблица 1 – Процент случаев, в которых матрица $\varphi_k(t_n)$ оказывалась вырожденной при восстановлении отсчетов с использованием системы базисных функций (7) при ограничении сигнала по уровню 0,5 от максимального

f_s/f_φ	Процент невосстановленных отсчетов в силу вырожденности матрицы $\varphi_k(t_n)$ в зависимости от порядка системы N и соотношения f_s/f_φ			Процент невосстановленных отсчетов в силу вырожденности матрицы $\varphi_k(t_n)$ в зависимости от порядка системы N и f_s/f_φ. Восстанавливаемые отсчеты располагались между $f(t_i)$		
	N = 20	N = 25	N = 30	N = 20	N = 25	N = 30
6	25,32	97,96	97,96	0	0	0
7	23,12	97,96	97,96	0	0	0
8	20,4	97,96	97,96	0	0	0
9	30,61	97,96	97,96	0	0	0
10	0	97,96	97,96	0	0	0
11	0	97,96	97,96	0	0	0
16	2,04	97,96	97,96	0	0	0
19	0	97,96	97,96	0	0	0
22	0	95,92	95,92	0	0	0
24	0	95,92	95,92	0	0	95,92
25	0	95,92	95,92	0	0	95,92
27	0	95,92	100	0	0	100
29	0	95,92	100	0	0	100
35	0	93,88	100	0	0	100
40	0	93,88	100	0	0	100

Таблица 2 – Процент случаев, в которых матрица $\varphi_k(t_n)$ оказывалась вырожденной при восстановлении отсчетов с использованием системы базисных функций (7), при ограничении сигнала по уровню 0,1 от максимального

f_s/f_φ	Процент невосстановленных отсчетов в силу вырожденности матрицы $\varphi_k(t_n)$ в зависимости от порядка системы N и f_s/f_φ			Процент невосстановленных отсчетов в силу вырожденности матрицы $\varphi_k(t_n)$ в зависимости от порядка системы N и f_s/f_φ. Восстанавливаемые отсчеты находятся между $f(t_i)$		
	N = 20	N = 25	N = 30	N = 20	N = 25	N = 30
6	30,33	97	97	0	0	0
7	25,24	90,3	92,3	0	0	0
8	28,24	98	98	0	0	0
9	30,43	97,52	97,24	0	0	0
10	1,33	97,52	97,24	0	0	0
11	2,81	97	97	0	0	0
16	0	96,33	96,95	0	0	0
19	0	95,24	96,57	0	0	0
22	0	95	96,1	0	0	96,1
24	0	94,71	97	0	0	97
25	31,52	94,71	97,24	0	0	97,24
27	0	94,71	97,5	0	0	97,5
29	0	94,33	99,24	0	0	99,24
32	0	93,71	99,24	0	0	99,24
35	0	92,71	99,24	0	0	99,24
37	0	92,71	99,24	0	0	99,24
40	0	92,33	99,24	0	0	99,24

Согласно данным столбцов 2 – 4 таблицы 1, если группа отсчетов $f(t_i)$ удалена от восстанавливаемого отсчета, то в подавляющем большинстве случаев восстановить отсчет невозможно при больших порядках системы (7). Если же отсчеты $f(t_i)$ расположены слева и справа от восстанавливаемого отсчета, то восстановление отсчетов возможно. В случае, когда равное количество отсчетов $f(t_i)$ расположено слева и справа относительно восстанавливаемого отсчета, восстановление отброшенных отсчетов возможно всегда. Для порядка системы (7),

начиная с 30 и выше, восстановление отсчетов невозможно при больших соотношениях f_s/f_φ. В этом случае матрица $\varphi_k(t_n)$ содержит схожие между собой значения и является практически вырожденной. В таблице 2 представлены аналогичные результаты для случая, когда тот же самый сигнал, состоящий из восьми гармоник, был усечен по уровню 0,1 от своего максимального значения. После этого отброшенные отсчеты сигнала были восстановлены с применением уравнений (1) и (6).

Из результатов, приведенных в таблицах 1 и 2, можно сделать вывод о том, что необходимо выбирать примерно равное количество отсчетов $f(t_i)$ слева и справа относительно восстанавливаемого. Если порядок системы большой, то даже небольшое смещение приводит к вырожденности матрицы $\varphi_k(t_n)$. Оценим погрешность значения восстановленного отсчета по отношению к значению отброшенного при условии, что при восстановлении равное количество $f(t_i)$ располагается слева и справа от восстанавливаемого отсчета для четных порядков системы (7). Для нечетного 25-го порядка системы слева от восстанавливаемого отсчета было расположено 12 отсчетов $f(t_i)$ и справа 13. Таблицы 3 и 4 представляют количество отсчетов, для которых относительная ошибка восстановления была хуже 10^{-5} относительно общего числа восстановленных точек для различных соотношений f_s/f_φ для того же самого сигнала, состоящего из восьми гармоник. Порядок системы линейных уравнений (7) варьировался от 20 до 30. В таблице 3 представлены результаты для сигнала, усеченного по уровню 0,5 от максимальной амплитуды, в таблице 4 – для сигнала, усеченного по уровню 0,1 от максимальной амплитуды.

Таблица 3 – Процент случаев, в которых относительная точность восстановленных отсчетов оказывалась хуже заданной для сигнала, усеченного по уровню 0,5

f_s/f_φ	Процент восстановленных отсчетов, относительная точность восстановления которых была хуже 10^{-5}, в зависимости от порядка системы N и f_s/f_φ		
	$N = 20$	$N = 25$	$N = 30$
6	9,2	8,73	3,3
7	7,8	6,97	1,1
8	9,5	9,52	6,3
9	9,4	9,98	7,06
10	8,9	9,96	5,98
11	8,28	10,08	9,2
12	8,02	11,24	14,66
13	9,22	11,12	16,62
14	10,04	12,48	18,14
16	11,84	13,28	19,8
22	12,16	13,68	19,8

Таблица 4 – Процент случаев, в которых относительная точность восстановленных отсчетов оказывалась хуже заданной для сигнала, усеченного по уровню 0,1.

f_s/f_φ	Процент восстановленных отсчетов, относительная точность восстановления которых была хуже 10^{-5}, в зависимости от порядка системы N и f_s/f_φ		
	$N = 20$	$N = 25$	$N = 30$
6	16,25	19,8	22,1
7	15,45	12,45	18,2
8	20	13,29	18,28
9	19,54	15,51	18,35
10	20,02	16,08	13,46
11	21,95	18,36	16,28
12	22,51	18,7	19,84
13	23,49	19,24	20,16
14	26,04	19,41	23,59
16	26,96	23,67	24,7
22	26,39	24,64	24,89

Стоит отметить, что в обоих случаях, общая относительная точность восстановления всех отсчетов оставалась не хуже 10^{-4}. По данным таблиц можно заключить, что на точность

или возможность восстановления сигнала оказывает влияние такой параметр, как f_s/f_φ – соотношение частоты дискретизации сигнала к частоте взятия отсчетов функции $\varphi_k(t)$. На рисунке 1 показана зависимость модуля относительной точности восстановления от соотношения f_s/f_φ при разных порядках системы (7) при условии, что слева и справа от восстанавливаемого отсчета находится равное количество $f(t_i)$. Был выбран 20-й порядок системы уравнений (7). На рисунке 2 показана зависимость относительной точности восстановления от смещения группы $f(t_i)$ на несколько отсчетов влево или вправо от восстанавливаемого отсчета при фиксированном значении f_s/f_φ для разных порядков системы (7). В этом случае выбирался также 20-й порядок системы (7). Как в первом, так и во втором случае исходный сигнал, состоящий из 16 гармоник, ограничивался по уровню 0,1 от максимальной амплитуды сигнала. Отсчеты, превышающие уровень ограничения, отбрасывались, а затем восстанавливались с использованием системы (7).

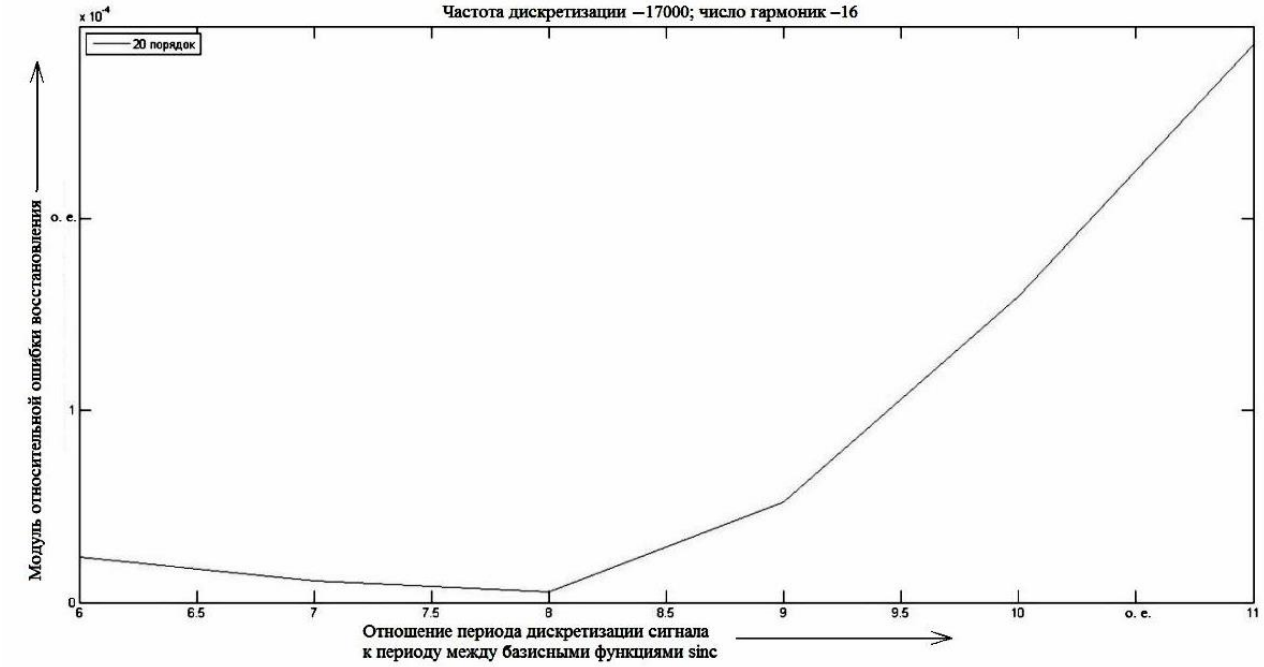


Рисунок 1 – Зависимость относительной точности восстановления от соотношения f_s/f_φ

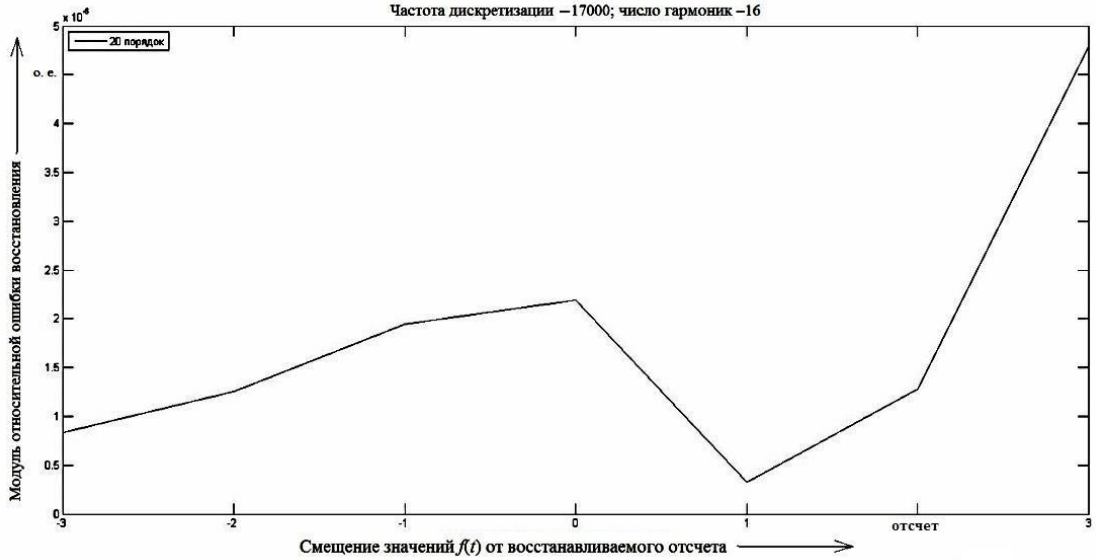


Рисунок 2 – Зависимость относительной точности восстановления от смещения группы $f(t_i)$ на несколько отсчетов влево или вправо от восстанавливаемого отсчета при значении $f_s/f_\varphi = 7$

Рисунки 1, 2 и результаты таблиц 1 – 4 позволяют определить диапазон смещения группы отсчетов $f(t_i)$ относительно восстанавливаемого отсчета, в границах которого точность восстановления будет не хуже 10^{-4}. Согласно рисунку 2 вариант, когда слева и справа от восстанавливаемого отсчета находится равное количество $f(t_i)$, не является единственно оптимальным дающим минимальную относительную ошибку. Существует небольшой диапазон смещений, в котором ошибка не превосходит конкретной величины. Рисунок 1 и данные таблиц 1 – 4 позволяют определить диапазон соотношений f_s/f_φ, в пределах которого ошибка не превосходит конкретной величины. Стоит отметить такой немаловажный фактор, как отношение числа отброшенных отсчетов к общему числу отсчетов исходного сигнала на одном периоде. Число отсчетов, которое было отброшено, определяется уровнем, по которому исходный сигнал был усечен. При небольших уровнях усечения диапазон смещения $f(t_i)$ относительно восстанавливаемого отсчета, при котором точность восстановления будет не хуже 10^{-4}, оказывается шире, чем при больших уровнях ограничения, когда требуется, чтобы слева и справа от восстанавливаемого отсчета находилось примерно равное количество отсчетов $f(t_i)$. Диапазон же соотношений f_s/f_φ остается в тех же пределах для любых уровней ограничений.

В заключение необходимо отметить, что возможно восстановить отсчеты сигнала, которые были отброшены при превышении динамического диапазона АЦП, используя базисные функции sinc в форме (6). Отсчеты возможно восстановить с относительной точностью не хуже 10^{-4}. Изменением таких параметров, как f_s/f_φ, и смещением $f(t_i)$ группы относительно восстанавливаемого отсчета возможно улучшить точность восстановления до 10^{-5}. Располагая примерно равное количество отсчетов $f(t_i)$ от восстанавливаемого, можно гарантировать точность восстановления не хуже 10^{-4}. При этом диапазон возможных соотношений f_s/f_φ должен лежать в пределах 6 – 9.

Список литературы

1. Грицутенко, С. С. Компенсация эффекта Доплера в OFDM-сигнале [Текст] / С. С. Грицутенко, С. А. Сидоренко // Омский научный вестник. – Омск, 2012. – № 3 (11). – С. 100 – 105.

2. Грицутенко, С. С. Введение понятия «дельта-вектор» в пространстве Гильберта для корректного представления данных в информационных системах [Текст] / С. С. Грицутенко // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 1. – С. 73 – 78.

3. Грицутенко, С. С. Метод линеаризации характеристики АЦП / С. С. Грицутенко, А. Г. Панюков // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2012. – № 1. – С. 78 – 83.

4. Грицутенко, С. С. Адекватность использования аналогий в цифровой обработке сигналов [Текст] / С. С. Грицутенко // Известия Транссиба / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2010. – № 2. – С. 80 – 85.

5. Грицутенко, С. С. Метод Расширения динамического диапазона при аналого-цифровом преобразовании [Текст] / С. С. Грицутенко, Э. А. Бибердорф, К. А. Фирсанов // Омский научный вестник. – Омск, 2010. – № 2 (90). – С. 200 – 202.

6. Elina A. B. A new principle of dynamic range expansion by analog to digital conversion [Текст] / B. A. Elina, S. S. Gritsutenko, A. K. Firsanov // IEEE proceedings, 2009.

7. Ефимов, В. М. Восстановление сигнала с конечным числом степеней свободы при его неравномерной дискретизации [Текст] / В. М. Ефимов, А. Н. Касперович, А. Л. Резник // Автометрия. – 2000. – № 3. – С. 26 – 31.

УДК 519.6:311

Ю. М. Краковский, Д. А. Лукьянов, А. В. Начигин

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ РИСКОВ ПРИ НАЛИЧИИ ОТКАЗОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Разработаны алгоритмы и моделирующая программа, позволяющие оценивать показатели финансово-технологического риска, основанного на случайном процессе динамического риска.

Важнейшим комплексным показателем эффективности перевозочного процесса является безопасность движения поездов различного назначения. Для обеспечения безопасности движения и повышения рентабельности перевозочного процесса необходимо максимально исключить отказы в работе технических средств.

В работе предложены модели и процедуры вычисления показателей динамических рисков, описывающих возможность выполнения ремонтно-восстановительных работ, связанных с отказами технических средств.

Разработанные средства реализуют процесс «от отказов к рискам», схема которого приведена на рисунке 1.

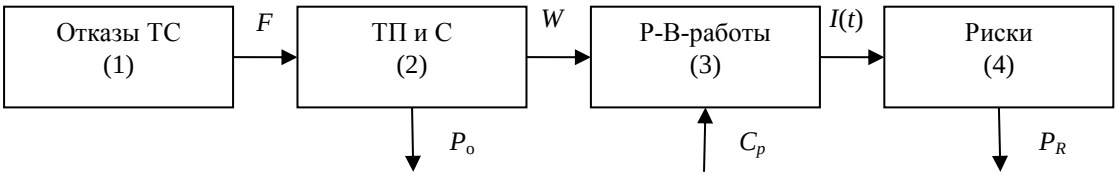


Рисунок 1 – Схема процесса «от отказов к рискам»

Приведем описание процесса «от отказов к рискам».

1. Отказы ТС – отказы технических средств, описанные в Положении по учету, расследованию и проведению анализа случаев отказов в работе технических средств ОАО «РЖД» (Распоряжение №1493р от 09.07.2010); F – факторы, описывающие отказы ТС и оказывающие влияние на транспортные происшествия и события.

2. ТПиС – транспортные происшествия и события, происходящие по причинам отказов ТС; P_o – множество показателей опасности; W – негативные воздействия, приводящие к ремонтным работам.

3. Р-В-работы – ремонтно-восстановительные работы, ликвидирующие ТПиС; C_p – ресурсы, требующиеся для ремонтно-восстановительных работ вследствие произошедших транспортных происшествий и событий; $I(t)$ – текущая информация по Р-В-работам.

4. Риски – риски, связанные с возможностью (невозможностью) выполнения ремонтно-восстановительных работ, в связи с наличием ограничений по ресурсам; P_R – множество показателей риска.

С учетом того, что исходная информация, необходимая для вычисления показателей рисков, изменяется во времени, предлагается использовать динамические риски.

Предлагаемый подход расчета показателей опасности и связанных с ними рисков логично вписывается в концепцию внедряемой информационной технологии управления надежностью, ресурсами и функциональной безопасностью на железнодорожном транспорте (система «УРРАН»). Исходной информацией для системы «УРРАН» являются данные, формируемые системой «КАСАНТ», а также регулярно обновляемая база данных, в которой содержатся матрицы рисков по объектам всех дистанций инфраструктуры железнодорожного транспорта, в том числе хозяйств пути, где приоритетно идет внедрение указанной системы [1, 2].

Средства вычисления показателей опасности (P_o) описаны в работах [3, 4]. В данной статье приведены результаты разработки моделей и средств вычисления показателей динамических рисков в путевом комплексе.

Постановка задачи. Пусть в случайные моменты T_i ($0 \le T_1 \le T_2 \le \ldots$) на объектах службы пути происходят аварийные ситуации (сбои, отказы технических средств, события, транспортные происшествия, аварии и крушения). Каждая аварийная ситуация требует проведения восстановительных работ, затраты на восстановление равны Z_i, $i \ge 1$. На каждой дороге ОАО «РЖД» выделяются средства для капитального ремонта и восстановительных работ. Предположим, что эти средства равномерно распределяются по месяцам, величина выделенных средств на один месяц по службе пути равна X_m.

Рассмотрим процесс

$$Y1(t) = \sum_{i=1}^{N_1(t)} X_i, \quad (1)$$

где X_i – размер платежей в страховой фонд, предназначенный для восстановления объектов службы пути после аварийной ситуации; $N_1(t)$ – количество платежей в страховой (аварийный) фонд за время $[0, t]$; $Y1(t)$ – суммарное накопление платежей за время t. Примем, что

$$X_i = g \cdot X_m, \quad (2)$$

где g – значение случайной величины, равномерно распределенной на интервале (a, b), $0 < a, b < 1$; $g = a+(b - a)u$, u – значение случайной величины, равномерно распределенной на интервале (0, 1).

Потери от аварийных ситуаций можно описать процессом

$$Y2(t) = \sum_{i=1}^{N_2(t)} Z_i, \quad (3)$$

где $N_2(t) = \max\{n: Tn \le t\}$, т. е. $N_2(t)$ – количество аварийных ситуаций за время $[0, t]$.

Случайным процессом динамического риска назовем процесс [6]

$$R(t) = X_0 + Y1(t) - Y2(t), \quad (4)$$

где X_0 – средства аварийного фонда на момент времени T_0.

Динамический риск (4) учитывает тот факт, что перевозочный процесс и связанный с ним процесс ремонта и восстановления от последствий отказов технических средств протекают во времени.

Моделировать процесс (4) предлагается методом имитационного моделирования [7], как одним из эффективных методов системного анализа.

Алгоритм имитационного моделирования. При имитационном моделировании взаимодействуют два типа событий: $TS1$ и $TS2$. $TS1$ – события, связанные с аварийными ситуациями, время их свершения $T_i = T_{i-1}+t_i$, $i = 1, 2 \ldots N_2(t)$. Здесь T_0 – начало отсчета; t_i – интервалы времени между аварийными ситуациями. Эти интервалы являются значениями случайной величины с известной функцией распределения $F_a(t)$, например: нормальное распределение, гамма-распределение, распределение Вейбулла и т. д. Единицей измерения интервалов являются сутки.

Помимо времени T_i, событие $TS1$ характеризуется затратами на восстановление аварийной ситуации – Z_i. Эти затраты вычисляются в два этапа:

а) определяется категория (номер) аварийной ситуации. Номер этой ситуации (k) является значением дискретной случайной величины, для этого необходим дискретный закон распределения вероятностей (k, q_k), $k = 1,\ldots, p$, где k – число категорий аварийных ситуаций, q_k – вероятность ситуации с номером k, $\sum q_k = 1$. Результатом этого шага является номер категории k;

б) определяются затраты на восстановление аварийной ситуации. Для этого задается K дискретных законов по затратам. Каждый закон имеет вид: (C_{lk}, p_{lk}), $l = 1,\ldots,L_k$. Здесь C_{lk} – затраты для случая l из категории k; p_{lk} – вероятность этих случаев, L_k – число возможных случаев по затратам для ситуации с категорией k, $\sum p_{lk} = 1$ для каждого k.

Таким образом, события *TS*1 связаны с процессом (3): $Z_i = C_{lk}$.

*TS*2 – события, связанные с накоплением платежей в страховой (аварийный) фонд (1) с учетом (2). Эти события происходят один раз в месяц (в конце месяца). Число этих событий за фактическое время моделирования равно $S = [T_m/30]$, где $[\cdot]$ – целая часть, T_m – время моделирования.

После создания и проверки процессов (1) и (3) моделируется процесс динамического риска (4). Процесс $R(t)$ дискретен и по времени, и по значениям ординат.

Финансово-технологический риск и его показатели. Для процесса динамического риска (4) определяется момент τ, когда первый раз выполняется условие $R(t) < 0$:

$$\tau = \inf \{t: R(t) < 0\}. \quad (5)$$

Момент τ является случайной величиной, поэтому это время можно интерпретировать как «отказ в восстановлении» по финансовым причинам. В связи с этим в данной статье предлагается назвать момент (5) финансово-технологическим риском, который характеризует возможность проведения ремонтно-восстановительных работ исходя из наличия финансовых ресурсов.

Показателем этого риска (r_τ) является вероятность события ($\tau<T_\tau$)

$$r_\tau = P(\tau < T_\tau) = F_\tau(T_\tau), \quad (6)$$

где T_τ – заданное значение (квантиль); $F_\tau(T_\tau)$ – значение функции распределения в точке T_τ.

Подчеркнем, что предлагаемый авторами финансово-технологический риск (5) и его показатель (6) учитывают одновременно риски от негативных ситуаций и риски финансового обеспечения ремонтно-восстановительных работ от этих ситуаций.

С использованием описанного выше алгоритма имитационного моделирования процесса (4) в результате многократного прогона моделирующей программы создается выборка моментов τ объема *n*. Полученная выборка обрабатывается стандартными статистическими методами, и определяются оценки для математического ожидания и среднеквадратического отклонения; далее создаются гистограммы относительных частот или частот и эмпирическая функция распределения.

При имитационном моделировании показатель (6) заменяется оценкой

$$\tilde{R}_\tau = k_\tau/n \quad (7)$$

и доверительным интервалом (τ_1, τ_2) при доверительной вероятности γ, k_τ – число выборочных значений, для которых $\tau < T_\tau$. Вычисление доверительного интервала рекомендуется тремя моделями в зависимости от значения (7) [8]:

1) $\tilde{R}_\tau < 0{,}01$ («редкое событие»), находится лишь верхняя граница –

$$\tau_2 = 1 - (1-\gamma)^{1/n} \text{ при } \gamma = 0{,}95,\ n > 50\ \tau_2 = \approx 3/n\ [8],\ \tau_1 = 0; \quad (8)$$

2) $0{,}01 \le \tilde{R}_\tau \le 0{,}15$ («относительно редкое событие»),

$$\tau_1 = k_\tau/[\,k_\tau+(n-k_\tau+1)\cdot F_1(c_1,c_2)], \quad (9)$$

где $F_1(c_1, c_2)$ – критическое значение для *F*-распределения при c_1 и c_2 степенях свободы и доверительной вероятности γ; $c_1 = 2(n - k + 1)$, $c_2 = 2\cdot k\tau$;

$$\tau_2 = (k_\tau+1)\cdot F_2(c_1, c_2)/[n-k_\tau+(k_\tau+1)\cdot F_2(c_1, c_2)], \quad (10)$$

где $F_2(c_1, c_2)$ – критическое значение для *F*-распределения при c_1 и c_2 степенях свободы и доверительной вероятности γ; $c_1 = 2(k_\tau+1)$, $c_2 = 2(n-k_\tau)$;

3) $\tilde{R}_\tau > 0{,}15$ («обычное по частоте событие»), при достаточно большом объеме выборки *n* возможна аппроксимация нормальным законом:

$$\tau_1 = \tilde{R}_\tau - \varepsilon;\ \tau_2 = \tilde{R}_\tau + \varepsilon;\ \varepsilon = k_\gamma \cdot [\tilde{R}_\tau \cdot (1 - \tilde{R}_\tau)/n]^{1/2}, \quad (11)$$

где k_γ – квантиль нормального закона распределения для доверительной вероятности γ.

Экспериментальная проверка моделирующей программы. Апробация моделирующей программы и используемых ею алгоритмов проведена по данным службы пути ВСЖД.

В качестве функции распределения интервалов между аварийными ситуациями $F_a(t)$ был выбран нормальный закон с математическим ожиданием 63 сут и коэффициентом вариации 0,2 (20 %).

Для платежей (2) X_m = 17,5 млн руб.; a = 0,25; b = 0,35; среднее значение платежа равно 5,25 млн руб.; начальные средства фонда X_0 = 52,5 млн руб.

Для моделирования затрат на восстановление были обоснованы три категории аварийных ситуаций, для которых были получены значения частоты. Изменения затрат имеют диапазон 5 – 70 млн руб.; с учетом значений частоты среднее значение затрат на одну ремонтно-восстановительную работу равно 10,67 млн руб.

Объем выборки при моделировании равен 1000. На рисунке 2 приведен эмпирический закон для финансово-технологического риска (5), связанного с динамическим риском (4). Из рисунка 2 видно, что диапазон изменения риска достаточно большой – 71,6 – 68705,3 сут, оценка математического ожидания – 8141,6 сут.

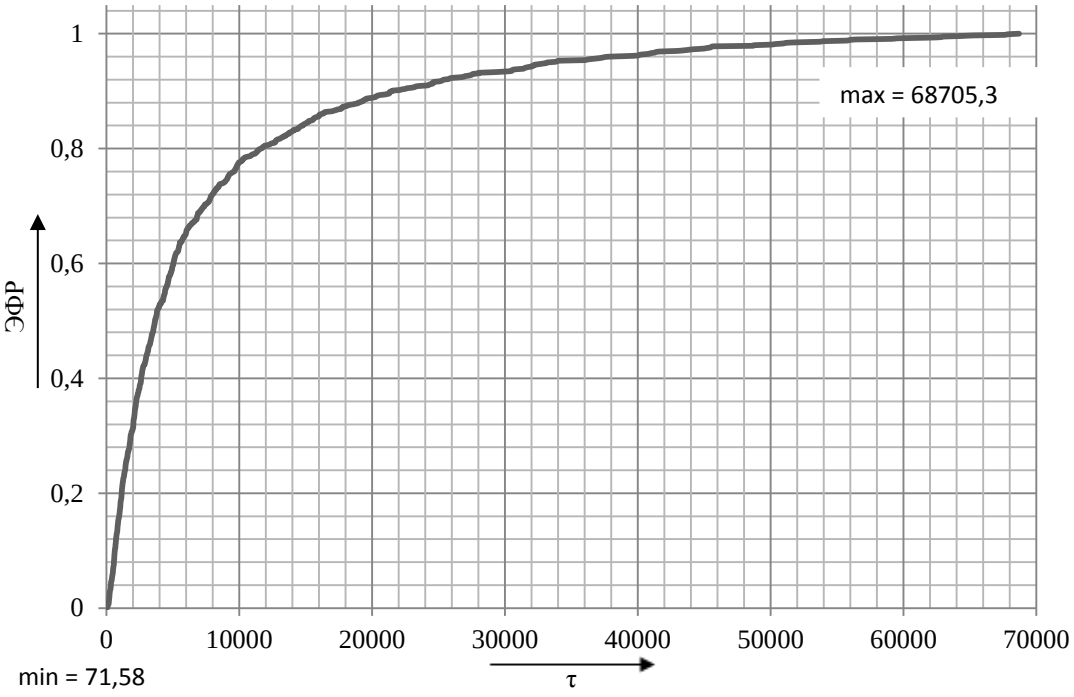


Рисунок 2 – Эмпирическая функция распределения для риска (5)

В таблице 1 приведены значения показателя (7) для трех выборок. Значения показателя соответствуют модели «относительно редкое событие». Изменчивость значений показателя риска (7) обосновывает необходимость введения доверительных интервалов.

Значение показателя $\tilde{R}_\tau$ для трех выборок

T_τ, год	0,5	1,0	1,5	2,0
1. $\tilde{R}_\tau$	0,009	0,045	0,073	0,117
2. $\tilde{R}_\tau$	0,015	0,046	0,080	0,121
3. $\tilde{R}_\tau$	0,015	0,047	0,095	0,130

Найдем для времени T_τ = 1 год доверительный интервал (9), (10) для первой выборки, когда k_τ = 45: τ_1 = 0,036; τ_2 = 0,060. Значения показателя из других вариантов попадают в этот интервал.

Созданное программно-математическое обеспечение совместно с программно-математическим обеспечением, опубликованным в работах [3, 4], создают автоматизированную методику «от отказов к рискам». Созданная методика реализует процесс, представленный на рисунке 1.

Но основе изложенного можно сделать выводы.

1) Разработаны алгоритмы и моделирующая программа, позволяющие оценивать показатели финансово-технологического риска, основанного на случайном процессе динамического риска.

2) Совместно с ранее разработанным программным обеспечением данная работа позволяет завершить методику, реализующую процесс «от отказов к рискам». Созданная методика логично вписывается в информационную технологию системы «УРРАН».

3) Апробация моделирующей программы и используемых ею алгоритмов проведена по данным службы пути ВСЖД. Помимо вычисления оценки показателя финансово-технологического риска имеется возможность вычисления доверительных интервалов по трем моделям, а также гистограммы и эмпирической функции распределения.

Список литературы

1. Гапанович, В. А. Система УРРАН – универсальный инструмент поддержки принятия решений [Текст] / В. А. Гапанович // Железнодорожный транспорт. – 2012. – № 10. – С. 16 – 22.

2. Гапанович, В. А. Некоторые вопросы управления ресурсами и рисками на железнодорожном транспорте на основе состояния эксплуатационной надежности и безопасности объектов и процессов (проект УРРАН) [Текст] / В. А. Гапанович, А. М. Замышляев, И. Б. Шубинский // Надежность. – 2011. – № 1. – С. 2 – 8.

3. Краковский, Ю. М. Оценка факторов, влияющих на возникновение транспортных происшествий [Текст] / Ю. М. Краковский, А. В. Начигин // Путь и путевое хозяйство. – 2011. – № 11. – С. 2 – 4.

4. Краковский, Ю. М. Вычисление объединенных показателей опасности возникновения транспортных происшествий на основе экспертной информации [Текст] / Ю. М. Краковский, А. В. Начигин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование / Иркутский гос. ун-т путей сообщения. – Иркутск, 2013. – № 1. – С. 35 – 39.

5. Королев, В. Ю. Математические основы теории риска [Текст] / В. Ю. Королев, В. Е. Бенинг, С. Я. Шоргин. – М.: Физматлит, 2011. – 620 с.

6. Кельтон, В. Имитационное моделирование [Текст] / В. Кельтон, А. Лоу. – СПб: Питер, 2004. – 847 с.

7. Закс, Л. Статистическое оценивание [Текст] / Л.Закс. – М.: Статистика, 1976. – 598 с.

УДК 624.154

В. Ф. Скоркин, А. Б. Стефанов, В. Г. Дубинин, А. Р. Кайгородов

К ВОПРОСУ ИСПЫТАНИЯ ГРУНТОВ ШТАМПАМИ ПРИ УСТРОЙСТВЕ СВАЙНЫХ ФУНДАМЕНТОВ СТРОЯЩИХСЯ МОСТОВ

В статье рассмотрены некоторые аспекты испытания грунтов штампом для определения несущей способности свай. Предложены методики испытания свай-оболочек штампом с анкеровкой за оболочку или за обсадную трубу будущей сваи. Такой способ позволяет оценивать сопротивление сваи по ее концу и боковой поверхности.

Дальнейшее развитие транспортной инфраструктуры должно быть основано на внедрении в строительство новейших технологий, на использовании современной техники, повышении качества строительства и сокращении сроков строительства.

Примером может служить применение новых технологий бурового и погружного оборудования немецкой фирмы Liebher, которое позволило практически за два зимних сезона построить четырехкилометровый мост через р. Юрибей на Ямале (рисунок 1).

Увеличение темпов строительства привело к необходимости принятия новых методик испытания свай-оболочек динамическими и статическими нагрузками. Для этого был разработан стандарт изготовления и испытания свай-оболочек на мостах железнодорожной линии Обская – Бованенково – Карская.

Рисунок 1 – Погружение оболочек диаметром 1420 мм на мосту через р. Юрибей вибропогружателем «LIEBHER-PVE-105M»

Использование современных технологий возведения свайных фундаментов мостовых сооружений предъявляет повышенные требования к их надежности, к качеству строительства и требует совершенствования нормативной базы по осуществлению контроля за соответствием заложенных в проектах расчетных параметров.

Действующими нормами для определения несущей способности свай опытным путем на стадии инженерных изысканий предусмотрены следующие опытные работы: статическое зондирование; испытание эталонных свай динамической и статической нагрузкой [1, 2]. Для предварительной оценки несущей способности свай используется расчет по таблицам СНиП 2.02.03-85 [1].

Определение несущей способности свай испытанием грунта натурными сваями в предпостроечный период реально возможно и целесообразно только для свай малой несущей способности (до 2000 кН), в основном погружаемых с закрытым концом. Эти испытания рекомендуется проводить при опытно-производственном погружении, что позволяет откорректировать проект в части фундаментов. К сожалению, корректировка проектов по свайным фундаментам проводится только тогда, когда при испытаниях обнаруживается дефицит несущей способности; если же обнаруживается большой запас ее, то оптимизацию (удешевление) конструкций свайных фундаментов не проводят.

Современные технологии, при реализации которых применяется мощное оборудование зарубежных фирм, позволяют изготавливать сваи диаметром 1,5 – 3,0 м и более, глубиной 40 м и более. Ясно, что испытание грунтов натурными сваями во многих случаях затруднительно, поэтому часто нецелесообразно. В то же время определение фактической несущей способности этих свай или хотя бы допустимости передачи на них расчетных нагрузок при строительном контроле (F_d = 5000 – 20000 кН) весьма актуально с точки зрения соотношения стоимости и надежности.

Выход из создавшейся ситуации мостостроители пытаются найти в испытаниях грунтов штампом в забое скважины под сваю.

На практике испытания грунта штампом часто проводятся таким образом, что не позволяют судить о фактической несущей способности сваи F_d или допустимости передачи на нее расчетной нагрузки N.

Предельное сопротивление грунта по концу сваи (расчетное сопротивление *R*) определяется штампом диаметром, значительно меньшим диаметра сваи, и часто без окружающего пригруза. Такое испытание дает значительно заниженные значения предельного сопротивления грунта по концу сваи.

Мостовые сваи кроме больших осевых нагрузок воспринимают значительные горизонтальные и моментные нагрузки, поэтому погружаются на значительную глубину, значит, доля сопротивления сваи по боковой поверхности в общей несущей способности сваи достигает более 50 %. По принятым на практике методикам штамповых испытаний сопротивление грунта по боковой поверхности не определяется.

Экспериментально точно можно определить расчетное сопротивление грунта под нижним концом сваи *R* штампом диаметром, максимально близким к внутреннему диаметру оболочки в уровне ее конца [3]. Такое испытание точно соответствует фактической работе грунта на конце реальной сваи.

При испытании готовых свай-оболочек большого диаметра, когда в опоре их меньше трех, возникает трудность передачи реактивного усилия. Несущая способность сваи-оболочки может достигать более 20000 кН, поэтому организовать упорный пригруз для испытания сложно и дорого, а осуществить закрепление анкерами за соседние оболочки невозможно.

В этом случае для определения несущей способности свай-оболочек большого диаметра следует использовать метод раздельного определения лобового и бокового сопротивления грунта свае. Эта методика была успешно применена авторами при испытании свай на ряде мостов железнодорожной линии Обская – Бованенково – Карская.

Известно, что несущая способность свай складывается из двух составляющих – лобового сопротивления и сопротивления по боковой поверхности:

$$F_d = RA + u\sum f_i h_i \qquad (1)$$

где R – расчетное сопротивление грунта под нижним концом сваи; A – площадь опирания сваи; u – периметр поперечного сечения ствола сваи; f_i – расчетное сопротивление i-го слоя грунта на боковой поверхности ствола сваи; h_i – толщина i-го слоя грунта, соприкасающегося с боковой поверхностью сваи.

В этом случае R рекомендуется определять испытанием грунтов штампом в забое будущей сваи, а $\Sigma f_i h_i$ устанавливается по реактивному усилию на оболочку или обсадную трубу (оболочка работает на выдергивание). В оболочку через закрепленную на нее балку упираются гидродомкраты, создающие усилие на штамп.

Перед испытанием соотношение долей лобового и бокового сопротивлений сваи предварительно следует определить расчетом по таблицам СНиПа или по результатам статического зондирования.

Для коротких свай-оболочек большая часть нагрузки воспринимается по концу свай, т. е. RA значительно больше $u\Sigma f_i h_i$, а для свай-стоек – только «лобовым» сопротивлением RA.

В этом случае придется определять лобовое сопротивление грунту сваи-оболочки штампом диаметром, существенно меньшим диаметра оболочки. Площадь между штампом и оболочкой должна заполниться пригрузом кольцевым штампом, равным бытовому давлению грунта на глубине нахождения конца сваи-оболочки. Диаметр штампа назначается таким, чтобы сопротивление, близкое к предельному состоянию грунта, наступило одновременно и под штампом, и по боковой поверхности оболочки. На рисунке 2 приведена схема установки для испытания по определению сопротивления сваи-оболочки по нижнему концу.

Вес грунта в объеме, образовавшемся между цилиндрами с диаметрами внутренних оболочек D и штампом с диаметром d,

$$G_{\text{гр}} = \gamma\pi\frac{D^2 - d^2}{4}H_{\text{гр}}, \qquad (2)$$

где γ – средневзвешенный удельный вес грунта; $H_{гр}$ – глубина заделки сваи-оболочки в грунт,

$$G_{гр} = G_{к.п} + \Delta G, \quad (3)$$

где $G_{к.п}$ – вес кольцевого штампа с прикрепленной на него конструкцией; ΔG – недостающая нагрузка, которую добавляют двумя малыми домкратами, упертыми в балку, или дополнительным пригрузом.

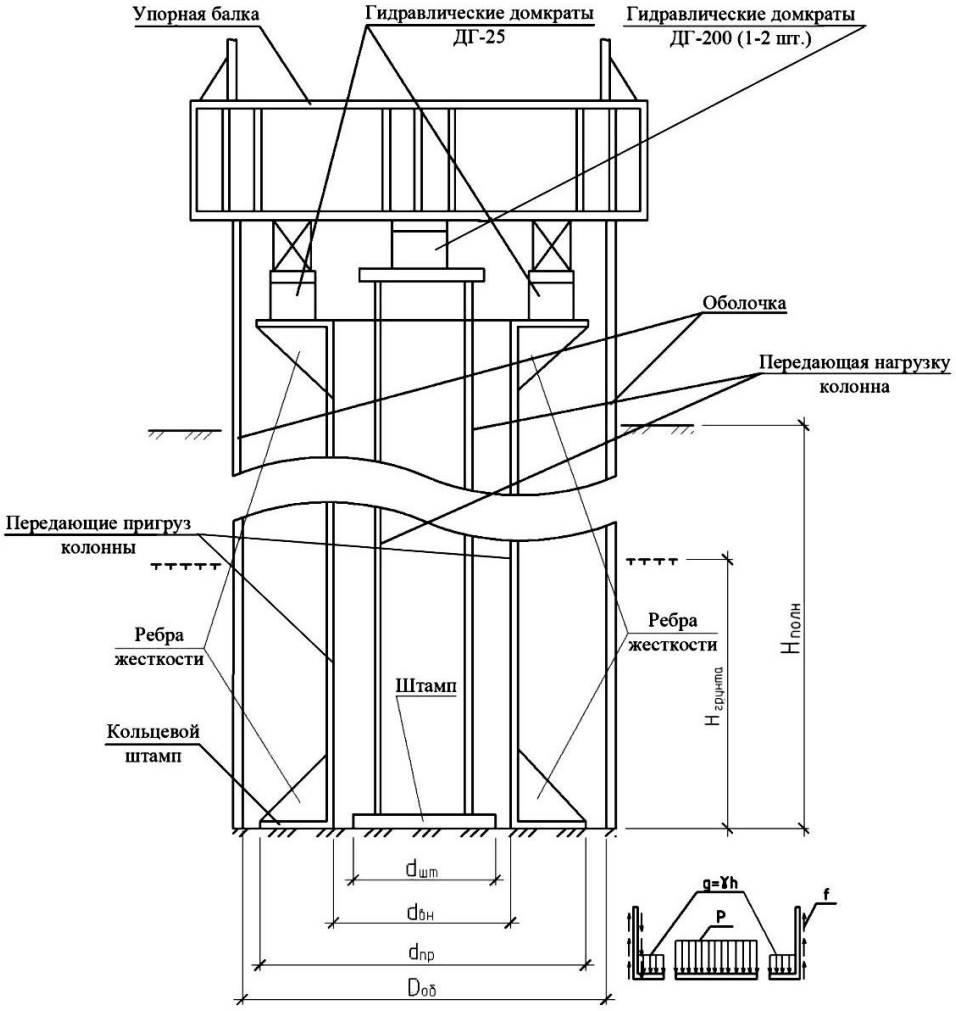


Рисунок 2 – Схема установки испытания грунта малым штампом с кольцевым пригрузом

Испытание проводится следующим образом:

на притертое подготовленное основание устанавливаются основной и кольцевой штампы;

устанавливается гидросистема из двух масляных станций и передается бытовая нагрузка на оба штампа;

навешиваются от неподвижных реперов прогибомеры – по три на основной штамп и оболочку, снимаются начальные отсчеты по прогибомерам;

затем ступенями передается нагрузка на основной штамп до достижения предельного значения. Давление в бытовых гидродомкратах поддерживается постоянным.

Методика испытаний принимается в зависимости от состояния грунтов.

В процессе нагружения одновременно ведется наблюдение за осадкой штампа и перемещением (выходом из грунта) оболочки.

Если сопротивление грунта по боковой поверхности оболочки еще далеко от предельного состояния после достижения грунтом под штампом предельного состояния, то следует продолжить испытания. Для этого после разгрузки, предварительно зафиксировав значения

остаточных деформаций штампа и оболочки, определяют предельное сопротивление боковой поверхности оболочки. Малый штамп заменяют на большой диаметром, близким к внутреннему диаметру оболочки. Этот штамп будет служить упором при дальнейшем испытании грунта по боковой поверхности оболочки путем подачи ее вверх. Двойными ступенями нагрузку доводят до последней ступени первого этапа, а затем продолжают опыт до исчерпания несущей способности оболочки по боковой поверхности. Это испытание кроме определения второй составляющей несущей способности на осевое вдавливание дает в чистом виде несущую способность сваи-оболочки на выдергивание.

Для длинных свай-оболочек большую часть нагрузки воспринимает грунт по боковой поверхности свай, т. е. $u\Sigma f_i h_i$ больше RA.

В этом случае сопротивление по концу сваи определяется испытанием грунта штампом с диаметром на 20 мм меньше внутреннего диаметра оболочки. Производится монтаж упорной балки через врезанные окна за оболочку. При нагружении штампа оболочка одновременно подвергается испытанию на выдергивание (рисунки 3, 4).

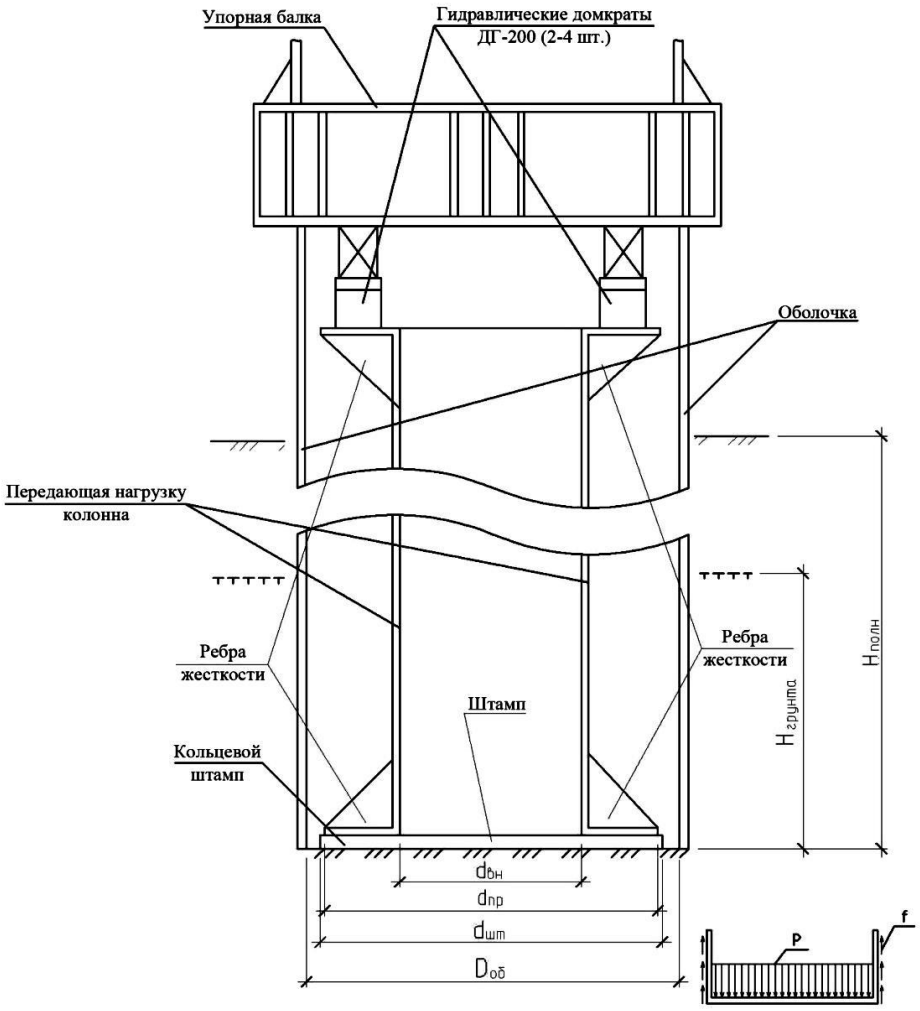


Рисунок 3 – Схема установки испытания грунта штампом диаметром, близким к диаметру оболочки

При предельной нагрузке штампа грунт под концом сваи достигает предельного сопротивления, а сопротивление грунта по боковой поверхности будет еще далеко до предельного, поэтому после разгрузки штампа и снятия показаний остаточных перемещений штампа и оболочки продолжается испытание оболочки статической выдергивающей нагрузкой. Для продолжения испытания необходимо воспользоваться одной из двух возможных схем (рисунки 5, 6). Это испытание кроме определения составляющей несущей способности по боковой поверхности позволяет установить несущую способность сваи-оболочки при выдергивании.

Если сваи-оболочки опираются на скальное основание, то для подтверждения несущей способности достаточно выполнить в лаборатории испытание образца на одноосное сжатие из керна, отобранного в забое оболочки.

При строительстве железнодорожных линий Обская – Бованенково – Карская специалисты МГУПСа (МИИТа) и СГУПСа (НИИЖТа) выполнили 34 испытания свай-оболочек на 34 мостах. Более половины испытаний свай-оболочек, в основном диаметром 2000 и 2400 мм, было выполнено штампом диаметром, близким к диаметру оболочки, с определением сопротивления по концу сваи и по боковой поверхности оболочки.

Для оценки «запаса» при испытании свай штампом с упором на оболочку, на мосту 284-го км было выполнено параллельное испытание полностью изготовленной сваи, в составе той же опоры, на осевое вдавливание до предельной нагрузки. Параллельные испытания показали, что величина несущей способности натурных свай-оболочек примерно на 30 % выше, чем определенная раздельным способом (штамп + оболочка). Занижение несущей способности свай-оболочек происходит за счет недоучета предельного состояния по боковой поверхности. Для практических целей такое соотношение вполне приемлемо, так как достаточно получить в результате испытаний подтверждение того, что свая может воспринимать проектную нагрузку, т. е. по формуле [1]:

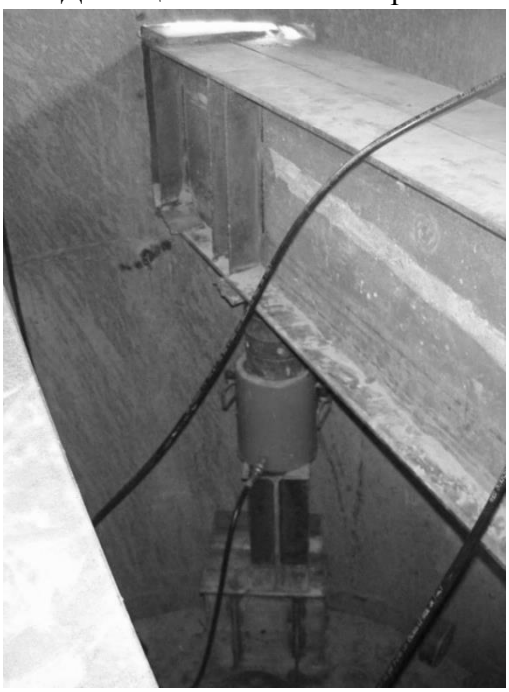


Рисунок 4 – Верхняя часть колонны, передающая усилие на оболочку

$$N \geq \frac{\gamma_0 F_{\text{исп}}}{\gamma_n \gamma_k}, \qquad (4)$$

где N – осевая расчетная нагрузка;

$F_{\text{исп}}$ – последняя ступень нагрузки при испытании;

γ_0 – коэффициент условия работы;

γ_n – коэффициент надежности по назначению, зависящий от уровня ответственности;

$\gamma_k = 1{,}2$ – коэффициент надежности по грунту.

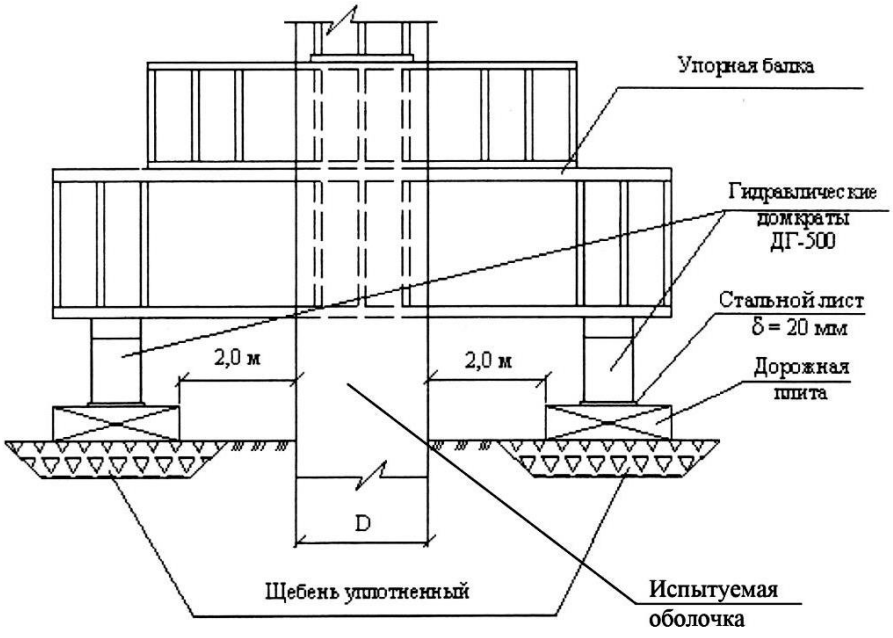


Рисунок 5 – Схема испытания оболочки на выдергивание с упором на грунт

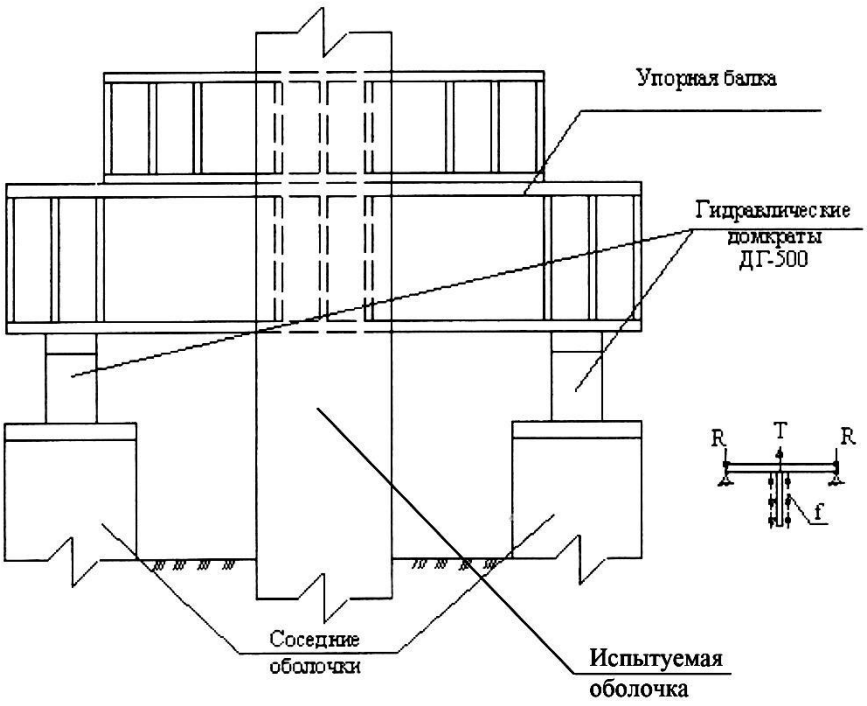


Рисунок 6 – Схема испытания оболочки на выдергивание с упором на соседние сваи

Резюмируя изложенное выше, можно сделать следующие выводы.

Для строительного контроля свай больших размеров можно не определять несущую способность свай, а достаточно подтвердить способность сваи воспринимать проектную расчетную нагрузку *N*.

Для подтверждения способности восприятия расчетной нагрузки можно воспользоваться испытаниями грунтов штампом при выполнении условий, изложенных в данной статье.

Необходимо систематизировать и четко регламентировать методики по испытаниям статической нагрузкой и определения предельного сопротивления грунта свай больших размеров и большой несущей способности.

Список литературы

1. СП 24.13330.2011 Актуализированная редакция СНиП 2.02.03-85 [Текст]. М., 2011.

2. Мариупольский, Л. Г. Исследование грунтов для проектирования и строительства свайных фундаментов [Текст] / Л. Г. Мариупольский. – М., 1989.

3. Скоркин, В. Ф. Испытание грунтов сваями-оболочками раздельным способом [Текст] / В. Ф. Скоркин // Вестник Сибирского гос. ун-та путей сообщения / Сибирский гос. ун-т путей сообщения. – Новосибирск, 2010. – № 23. – С. 102 – 105.

УДК 625.1.03

П. Г. Суровин

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ РЕЛЬСОВ

В статье предлагается метод измерения поперечных перемещений рельсов. Сделана априорная оценка погрешности метода. Предложены вариант датчика и концепция построения аппаратуры.

В настоящее время весьма актуальна проблема измерения перемещений рельса под поездом. Зная перемещения, полученные экспериментально, можно оценить корректность расчетных моделей железнодорожного пути. По известным перемещениям можно вычислить усилия, передающиеся от колеса на рельс [1], что особенно важно при разработке новых конструкций пути и подвижного состава для повышенных скоростей движения. Кроме того, в 2006 – 2008 гг. в СГУПСе при исследовании износа рельсов измерялись горизонтальные перемещения рельсов [2].

Методика прямого измерения перемещений рельса разработана и приведена в работе [3], однако ее использование возможно только в стационарных условиях, например, на экспериментальном кольце ВНИИЖТа. Основная причина этого – отсутствие на железнодорожном пути неподвижных точек, относительно которых можно проводить измерения.

Для косвенных измерений в качестве расчетной схемы рельса примем бесконечную балку на сплошном упругом основании. Рассмотрим изгиб рельса. Запишем известное уравнение изогнутой оси балки:

$$\frac{M}{EJ} = \frac{d^2v}{dx^2}, \tag{1}$$

где M – изгибающий момент; E – модуль упругости материла балки; J – момент инерции поперечного сечения стержня; v – перемещение сечения.

Перепишем уравнение (1), используя конечные разности:

$$v_{i-1} - 2v_i + v_{i+1} = \frac{\Delta x^2 M_i}{EJ}. \tag{2}$$

Измеряя изгибающие моменты в n сечениях с расстоянием между ними Δx, можно записать систему уравнений типа (2), в которой n уравнений и $n+2$ неизвестных. Чтобы получить замкнутую систему уравнений, добавим граничные условия. Для этого необходимо знать перемещения двух точек. Возьмем в качестве этих точек такие, в которых перемещения на два – три порядка меньше, чем наибольший прогиб рельса под нагрузкой. Такими малыми перемещениями можно пренебречь и считать их равными нулю. Тогда граничные условия можно представить в виде: $v_0 = 0$; $v_{n+1} = 0$.

Расстояние до граничных точек оценим, используя фундаментальное решение задачи об изгибе бесконечной балки на упругом основании, нагруженной силой P в начале координат:

$$v(x) = \frac{P}{8\beta^3 EJ} e^{-\beta x}\left[\cos(\beta x) + \sin(\beta x)\right], \tag{3}$$

где P – сила, приложенная к рельсу; $\beta = \sqrt[4]{\frac{U}{4EJ}}$, здесь U – модуль упругости основания железнодорожного пути.

Если $\beta x = 5$, то $e^{-\beta x} = 0{,}00674$. При этом перемещение граничной точки составит 0,67 % от перемещения точки приложения силы, таким перемещением можно пренебречь. Поскольку для железнодорожного пути $0{,}5 < \beta < 1$, то изгибающие моменты имеет смысл измерять не дальше 5 м от колеса.

Если пренебрегать влиянием соседних тележек подвижного состава, то необходимо измерять изгибающие моменты на участке длиной около 12 м (база тележки грузового вагона 1,85 м, плюс в каждую сторону по 5 м).

Как и при решении любого дифференциального уравнения методом конечных разностей, при уменьшении шага Δx увеличивается точность решения. Если принять $\Delta x = 0{,}1$ м (о необходимом числе точек – ниже), то потребуется измерить изгибающие моменты в 121 точке

рельса, а потом решить систему уравнений (2) 121-го порядка. При использовании ЭВМ решение такой системы уравнений не представляет трудностей, но провести необходимое количество измерений весьма затруднительно.

Если предположить, что путь однородный, т. е. жесткости рельса и основания постоянны по длине, то уравнение (3) описывает не только деформированный вид, но и линию влияния перемещений. Это дает возможность проводить измерения в одном сечении с малым интервалом времени Δt, т. е. записать осциллограмму изгибающих моментов. Тогда $\Delta x = V\Delta t$ (V – скорость поезда) и формулу (2) можно переписать в матричной форме:

$$\mathbf{Av} = \mathbf{B},$$

$$\mathbf{A} = \begin{Vmatrix} -2 & 1 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 1 & -2 & 1 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -2 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -2 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 1 & -2 \end{Vmatrix}, \mathbf{v} = \begin{Vmatrix} v_1 \\ v_2 \\ v_3 \\ v_4 \\ \dots \\ v_n \end{Vmatrix}, \mathbf{B} = \frac{\Delta t^2 V^2}{EJ} \begin{Vmatrix} M_1 \\ M_2 \\ M_3 \\ M_4 \\ \dots \\ M_n \end{Vmatrix}. \quad (4)$$

При решении систем уравнений большого порядка существенен вопрос об устойчивости вычислений. Как известно [4], устойчивость системы уравнений определяется матрицей коэффициентов. Однако в данном случае матрица коэффициентов системы (5) известна точно, поэтому источником погрешности перемещений может быть только погрешность правой части формулы (5). Оценим ее.

Введем малые относительные погрешности измерения интервала времени δt, скорости движения поезда δV и изгибающего момента δM. При этом правая часть уравнения также получит погрешность δB:

$$B(1+\delta B) = \frac{\Delta t^2 (1+\delta t)^2 V^2 (1+\delta V)^2}{EJ} M(1+\delta M). \quad (5)$$

Далее будет показано, что погрешность жесткости рельса не влияет на результат. Учитывая, что при $\delta << 1$ имеет место приближенное соотношение $(1+\delta)^2 \approx 1+2\delta$, получим:

$$B(1+\delta B) \approx \frac{\Delta t^2 V^2}{EJ} M(1+2\delta t)(1+2\delta V)(1+\delta M). \quad (5a)$$

Раскроем скобки, приведем подобные слагаемые и отбросим бесконечно малые высших порядков:

$$\delta B = 2\delta t + 2\delta V + \delta M. \quad (6)$$

Оценим погрешность измерения скорости поезда. Если измерять время τ прохода поездом заданной базы l, то скорость можно найти из соотношения:

$$V = \frac{l}{\tau}. \quad (7)$$

Как и ранее, внесем в это соотношение погрешности:

$$V(1+\delta V) = \frac{l(1+\delta l)}{\tau(1-\delta t)}. \quad (8)$$

Знак погрешности времени принят таким, чтобы получить неблагоприятное сочетание погрешностей. После преобразований получим:

$$V(1+\delta V)\approx\frac{l}{\tau}(1+\delta l)(1+\delta t)\approx\frac{l}{\tau}(1+\delta l+\delta t),\tag{9}$$

$$\delta V=\delta l+\delta t.\tag{10}$$

С учетом уравнения (6) получим:

$$\delta B=4\delta t+2\delta l+\delta M.\tag{11}$$

Рассмотрим теперь методику измерения изгибающего момента в сечении. Наклеим на рельс в одном сечении тензорезисторы в продольном направлении в точках 1, 2, 3 и 4, как показано на рисунке 1. При нагружении рельса эти тензодатчики зафиксируют деформации:

$$\begin{cases}\varepsilon_1=\varepsilon_2=-\dfrac{M}{EJ}y_1;\\ \varepsilon_3=\varepsilon_4=\dfrac{M}{EJ}y_3,\end{cases}\tag{12}$$

где y_1 и y_3 – расстояние от центра тяжести рельса до точек, в которых измеряются деформации (см. рисунок 1).

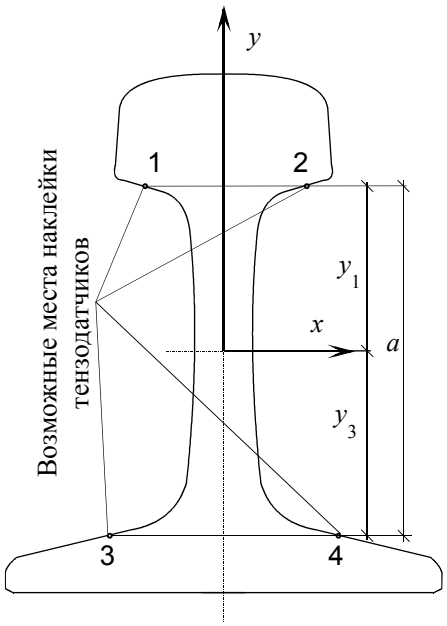


Рисунок 1 – Места наклейки тензорезисторов

По деформациям вычислим изгибающий момент в сечении:

$$M=\frac{\varepsilon_3+\varepsilon_4-\varepsilon_1-\varepsilon_2}{2a}EJ,\tag{13}$$

где $a=y_1-y_2$.

Деформации ε_1, ε_2, ε_3 и ε_4 могут иметь некоторую погрешность измерения. Кроме того, погрешность может содержаться в координатах точек измерения. Это вызывает погрешность вычисления изгибающего момента. Введем относительные погрешности измерения деформаций $\delta\varepsilon_1=\delta\varepsilon_2=\delta\varepsilon_3=\delta\varepsilon_4=\delta\varepsilon$ и наклеивания тензорезисторов δa. Модуль упругости и момент инерции рельса также могут содержать погрешности, но при дальнейшей обработке результатов их произведение EJ окажется в знаменателе и не повлияет на окончательный результат. Подставим погрешности в выражение (13). Получим:

$$M(1+\delta M)=\frac{\varepsilon_3(1+\delta\varepsilon)+\varepsilon_4(1+\delta\varepsilon)-\varepsilon_1(1+\delta\varepsilon)-\varepsilon_2(1+\delta\varepsilon)}{2a(1-\delta a)}EJ.\tag{14}$$

После преобразований получим:

$$M(1+\delta M)\approx\frac{\varepsilon_3+\varepsilon_4-\varepsilon_1-\varepsilon_2}{2a}(1+\delta\varepsilon)(1+\delta a)EJ.\tag{15}$$

Раскроем скобки и отбросим малые высших порядков. С учетом выражения (13) получим относительную погрешность δM:

$$\delta M=\frac{\Delta M}{M}=\delta\varepsilon+\delta a.\tag{16}$$

Приведем некоторые числовые оценки.

Для рельса Р65 разность координат $a = 120 \div 130$ мм, абсолютная погрешность $\Delta a = 0,5 \div 1$мм. Деформации могут достигать величин $\varepsilon = \pm 2,5 \cdot 10^{-4}$, а их погрешность по данным работ [5, 6] – $\delta\varepsilon = 1\,\%$. Тогда $\delta a = \dfrac{\Delta a}{a} \cdot 100\,\% = \dfrac{1}{120} \cdot 100\,\% = 0,83\,\%$, и $\delta M = 1,83\,\%$.

Современная электроника позволяет без каких-либо трудностей получить δt = 0,02 %, длина измерительной базы скорости движения поезда может быть получена с погрешностью δl = 0,5 %.

Еще один источник погрешности – конечная база датчика l_T. При этом измеряется средняя по длине базы деформация, что при неоднородном деформированном состоянии вызывает систематическую погрешность. Оценим эту погрешность. Для этого необходимо найти среднюю деформацию $\bar{\varepsilon}$:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{l_T} \int_{x-0,5l_T}^{x+0,5l_T} \varepsilon(\xi) d\xi. \tag{17}$$

Относительную деформацию рельса можно вычислить по формуле:

$$\varepsilon(x) = \frac{\sigma}{E} = \frac{M}{EJ} y = \frac{P}{4EJ\beta} y e^{-\beta x} \left[\cos(\beta x) - \sin(\beta x)\right], \tag{18}$$

где y – координата точки измерения (см. рисунок 1). Подставляя это выражение в интеграл (17), получим [7]:

$$\bar{\varepsilon} = \frac{P}{4EJ\beta^2 l_T} \left[e^{-\beta(x+0,5l_T)} \sin\left(\beta\left(x+0,5l_T\right)\right) - e^{-\beta(x-0,5l_T)} \sin\left(\beta\left(x-0,5l_T\right)\right)\right]. \tag{19}$$

Найдем теперь абсолютную погрешность измерения деформации:

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon - \bar{\varepsilon} = \frac{Py}{4EJ\beta} e^{-\beta x} \left\{\cos(\beta x) - \sin(\beta x) - \right.$$
$$\left. - \frac{1}{\beta l_T}\left[e^{-0,5\beta l_T} \sin\left(\beta\left(x+0,5l_T\right)\right) - e^{0,5\beta l_T} \sin\left(\beta\left(x-0,5l_T\right)\right)\right]\right\}. \tag{20}$$

Обозначим

$$m\left(x, \beta l_T\right) = e^{-\beta x}\left[\cos(\beta x) - \sin(\beta x) - \right.$$
$$\left. - \frac{1}{\beta l_T}\left[e^{-0,5\beta l_T} \sin\left(\beta\left(x+0,5l_T\right)\right) - e^{0,5\beta l_T} \sin\left(\beta\left(x-0,5l_T\right)\right)\right]\right], \tag{21}$$

тогда

$$\Delta\varepsilon = \frac{Py}{4EJ\beta} m\left(x, \beta l_T\right). \tag{22}$$

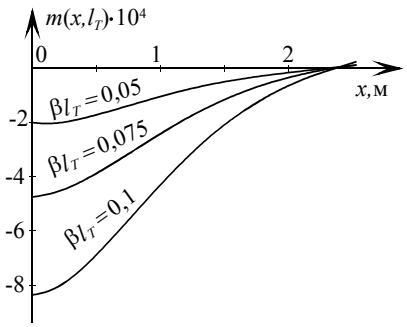


Рисунок 2 – Графики функции $m\left(x, l_T\right)$

Функция $m\left(x, \beta l_T\right)$ является относительной погрешностью измерения деформаций, связанной с конечным значением базы измерений. Графики этой функции при различных значениях βl_T приведены на рисунке 2.

Из рисунка 2 видно, что наибольшего значения погрешность вычисления моментов, обусловленная осреднением деформаций по базе тензодатчика, достигает при $x = 0$. Относительная жесткость β для железнодорожного пути обычно меняется в пределах от 0,5 до 1,2. При этом даже при базе датчика, равной 0,1 м, погрешность не превышает 0,1 %, что можно считать допустимым значением.

Для погрешности правой части уравнений системы (4) окончательно получим:

$$\delta B = 4 \cdot 0,02\,\% + 2 \cdot 0,5\,\% + 1,83\,\% + 0,1\,\% = 3,0\,\%.$$

Погрешность перемещений рельса, связанная с погрешностями измерений, составит ту же величину.

Оценим теперь погрешности, связанные с заменой дифференциального уравнения (1) системой уравнений (4). Для этого выполним расчет с разным шагом Δx. При расчетах принято: силы $P_1 = 200$ кН, $P_2 = 250$ кН, модуль упругости рельса $E = 2 \cdot 10^8$ кПа, момент инерции рельса $J = 3650$ м^4, коэффициент постели основания $U = 25$ МПа. Длина участка – 12 м. Решение системы можно получить, умножив матрицу, обратную к **A** (7), на столбец правой части **B**. Элементы обратной матрицы можно записать в виде [4]:

$$\begin{cases} A^{-1}_{i,j} = \dfrac{i(n+1-j)}{n+1} \text{ при } i \le j; \\ A^{-1}_{i,j} = \dfrac{j(n+1-i)}{n+1} \text{ при } i \ge j. \end{cases} \qquad (23)$$

Погрешности вычисления перемещений

Δx, м	Количество уравнений	Точное значение перемещения (5), мм	Перемещение, найденное из конечных разностей, мм	Погрешность, %
0,2	61	0,426	0,482	13,1
0,1	121		0,442	3,76
0,05	241		0,432	1,41
0,02	601		0,429	0,70

Результаты пробных расчетов приведены в таблице, из данных которой видно, что при шаге конечноразностной сетки $\Delta x = 0,05$ м (количество уравнений – 241) погрешность вычислений не превышает 1,5 %, что в сумме с погрешностью определения правой части уравнения (4) составит менее 4 %. Имея оценку необходимого шага Δx при известной скорости, можно получить шаг времени Δt и для разных скоростей движения применять разные величины Δt.

Для того чтобы избежать наклеивания тензорезисторов на рельс, предлагается конструкция тензодатчика, показанная на рисунке 3. Датчик состоит из гибких стоек, на которые наклеены тензорезисторы, и жесткой поперечины. К концам стоек прикреплены магниты. При деформировании рельса магниты перемещаются вместе с ним и рамка деформируется. Изгиб стоек фиксируется тензорезисторами. Очевидно, что деформация стойки пропорциональна деформации рельса. Найдем коэффициент пропорциональности. Для этого рассмотрим усилия и деформации рамки датчика. Расчетная схема показана на рисунке 4.

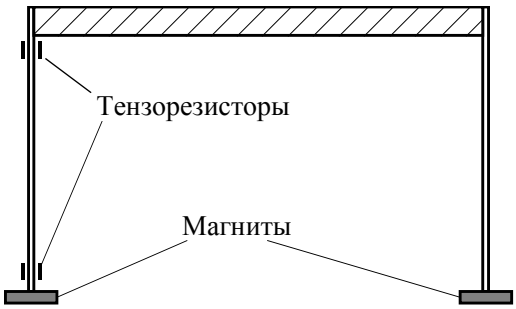


Рисунок 3 – Возможная конструкция датчика деформаций

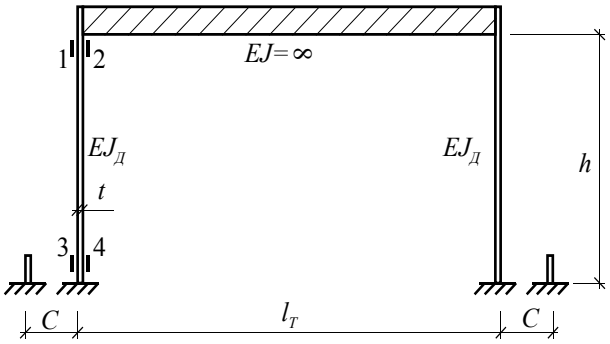


Рисунок 4 – Расчетная схема датчика деформаций. Цифрами обозначены номера тензорезисторов

В качестве нагрузки выступает осадка опорных магнитов на величину

$$C = 0{,}5\varepsilon l, \tag{24}$$

где ε – деформация рельса.

На рисунке 5 показана эпюра изгибающих моментов в рамке. Величину максимального момента можно найти по формуле

$$M = \pm\frac{6CEJ_{Д}}{h^2}. \tag{25}$$

Деформация тензорезисторов

$$\varepsilon_0 = \frac{M}{EJ_{Д}}\frac{t}{2}. \tag{26}$$

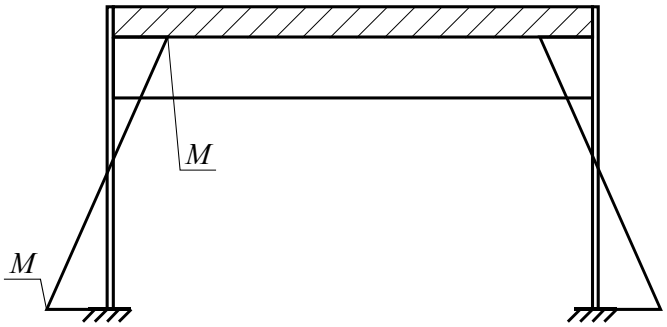


Рисунок 5 – Эпюра изгибающих моментов в рамке

С учетом выражений (24) и (25) получим:

$$\varepsilon_0 = \pm\frac{3l_T t}{2h^2}\varepsilon. \tag{27}$$

Предельная измеряемая деформация ограничена силой трения покоя по поверхности «магнит – рельс». Эту силу можно вычислить по формуле:

$$R = \frac{2M}{h} = \frac{Ebt^3 l_T \varepsilon}{2h^3}, \tag{28}$$

где b – ширина стоек рамки (перпендикулярно плоскости, представленной на рисунке 4).

Если сила, определяемая соотношением (28), не превышает предельной силы трения, то рельс и датчик деформируются совместно, иначе магниты будут проскальзывать по поверхности рельса и показания датчика не будут иметь ничего общего с действительностью.

Если принять $l = 50$ мм, $t = 1$мм, $h = 25$мм, $b = 10$мм и $E = 2\cdot10^{11}$ Па, то получим $\varepsilon_0 = \pm 0{,}12\varepsilon$. Деформации рельса могут достигать величины $\varepsilon = 2{,}5\cdot10^{-4}$, при этом $R = 0{,}8$ Н. Современные магниты вполне способны создать усилие прижатия, достаточное для обеспечения совместности деформаций рельса и рамки.

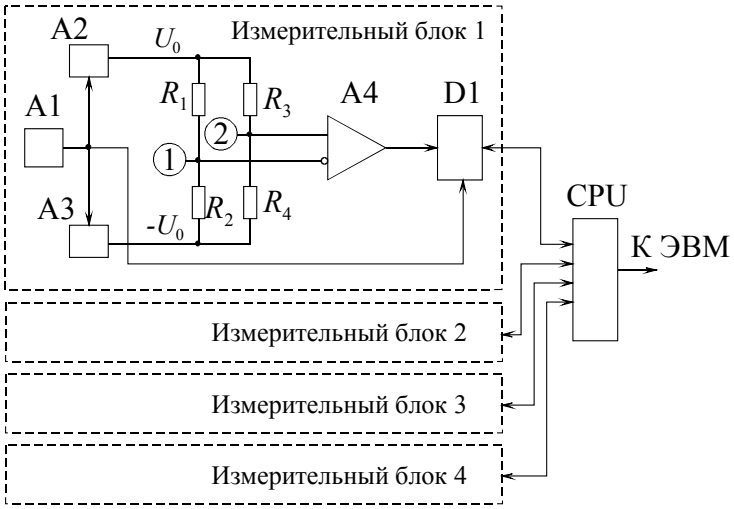


Рисунок 6 – Структурная схема тензометрической станции

Предлагаемая структурная схема тензометрической станции показана на рисунке 6. Станция состоит из четырех одинаковых измерительных блоков, каждый из которых измеряет деформацию рельса в точках 1 – 4 (см. рисунок 1), и микропроцессора CPU, который обеспечивает управление измерительными блоками и связь их с ЭВМ. В свою очередь измерительные блоки состоят из моста тензорезисторов $R_1 - R_4$, источника опорного напряжения (ИОН) A1, двух буферных усилителей A2 и A3 для питания моста, дифференциального усилителя A4 и аналого-цифрового преобразователя (АЦП) D1.

Не вдаваясь в подробности схемотехники, отметим некоторые существенные детали.

ИОН – общий для буферных усилителей и АЦП. Это приводит к тому, что погрешность, связанная с нестабильностью ИОНа, автоматически компенсируется, так как напряжение питания измерительного моста и опорное напряжение АЦП изменяются одинаково.

Напряжение питания тензометрического моста выбирается исходя из максимальной мощности, рассеиваемой тензорезистором. По рекомендации источника [5] удельная мощность при наклеивании тензорезистора на тонкую стальную пластину должна быть в интервале $1,5 \div 3\,\text{мВт}/\text{мм}^2$. Площадь решетки тензорезистора с базой 5 мм – около 25 мм^2. Тогда получаем выделяемую мощность

$$P = 3\ \text{мВт}/\text{мм}^2 \cdot 25\ \text{мм}^2 = 75\,\text{мВт}$$

и напряжение на одном тензорезисторе (при сопротивлении 350 Ом):

$$\begin{gathered} U_0 = \sqrt{PR}; \\ U_0 = \sqrt{75 \cdot 10^{-3} \cdot 350} = 5,12\,\text{В}. \end{gathered} \tag{29}$$

Напряжение питания моста в целом должно быть вдвое больше.

Оценим чувствительность датчика. Для этого найдем напряжение на выходе моста. Будем считать, что на верхнем выводе моста (по схеме на рисунке 6) напряжение U_0, а на нижнем $-U_0$. Сигнал на выходе моста равен разности напряжений в точках 1 и 2:

$$\Delta U = U_1 - U_2 = 2U_0\left(\frac{R_2}{R_1 + R_2} - \frac{R_4}{R_3 + R_4}\right). \tag{30}$$

Считая тензорезисторы одинаковыми, запишем изменение сопротивлений тензорезисторов при деформации. Учитывая, что тензорезисторы R_1 и R_4 сжимаются, а R_2 и R_3 растягиваются (см. рисунки 4 и 5), можно записать:

$$\begin{cases} R_1 = R_4 = R\left(1 - K\varepsilon_0\right); \\ R_2 = R_3 = R\left(1 + K\varepsilon_0\right), \end{cases} \tag{31}$$

где K – коэффициент тензочувствительности тензорезистора.

Подставляя соотношения (31) в выражение (30), получим:

$$\Delta U = 2U_0\left[\frac{R\left(1 + K\varepsilon_0\right)}{R\left(1 - K\varepsilon_0\right) + R\left(1 + K\varepsilon_0\right)} - \frac{R\left(1 - K\varepsilon_0\right)}{R\left(1 + K\varepsilon_0\right) + R\left(1 - K\varepsilon_0\right)}\right]. \tag{32}$$

Сокращая на R, раскрывая скобки и приводя подобные слагаемые в уравнении (32), получим:

$$\Delta U = 2U_0 K\varepsilon_0. \tag{33}$$

Для наиболее распространенных проволочных и фольговых тензорезисторов из константана $K \approx 2$ [5, 6]. Тогда при $U_0 = 5\,\text{В}$ и $\varepsilon = 2,5 \cdot 10^{-4}$ получим $\varepsilon_0 = 0,12 \cdot 2,5 \cdot 10^{-4} = 0,3 \cdot 10^{-4}$ и $\Delta U = 6 \cdot 10^{-4}\,\text{В}$.

Наиболее распространенные АЦП, входящие в состав микроконтроллеров, имеют опорное напряжение 5В. Таким образом, для того чтобы не было переполнения разрядов АЦП, необходимо иметь коэффициент усиления по напряжению тензоусилителя не более

$$G = \frac{5}{6 \cdot 10^{-4}} = 8,33 \cdot 10^3.$$

Цена младшего разряда АЦП определяется количеством разрядов. Так, при 10 разрядах получаем:

$$U_{\min} = \frac{6 \cdot 10^{-4}}{2^{10}} = 5{,}86 \cdot 10^{-7}\ \text{В} = 0{,}586\ \text{мкВ}.$$

Большинство современных микросхем-усилителей имеют уровень собственного шума, соизмеримый с указанной величиной, поэтому использовать АЦП с большим числом разрядов нерационально. Заметим, что такое напряжение на выходе моста соответствует относительной деформации рельса $\varepsilon = 2{,}44 \cdot 10^{-7}$, эта величина есть цена деления тензометрической станции.

При таких низких уровнях сигнала существенной проблемой могут стать помехи от сигнального и обратного тягового токов, которые текут по рельсам. Этот вопрос может быть разрешен только при испытаниях датчика на действующем пути.

Для увеличения чувствительности датчика можно приклеивать тензорезисторы не на одну, а на обе стойки. Тогда коэффициент усиления может быть в два раза меньше, а напряжение питания моста – вдвое больше. Это, вероятно, позволит снизить влияние помех.

Список литературы

1. Суровин, П. Г. Экспериментальный метод определения сил взаимодействия колеса и рельса [Текст] / П. Г. Суровин // Вестник СГУПСа/ Сибирский гос. ун-т путей сообщения. – Новосибирск, 2006. – Вып. 14. – 234 с.

2. Взаимодействие колес и рельсов в кривых участках [Текст]/ Н. И. Карпущенко, И. А. Котова и др. // Путь и путевое хозяйство. – 2008. – № 6. – С. 2 – 5.

3. Суровин, П. Г. Экспериментальный метод определения перемещений рельса [Текст]/ П. Г. Суровин // Вестник ВНИИЖТа. – М., 2011. – № 6. – С. 31 – 34.

4. Фадеев, Д. К. Вычислительные методы линейной алгебры [Текст] / Д. К. Фадеев, В. Н. Фадеева. – М.: Физматгиз, 1963. – 734 с.

5. Экспериментальная механика [Текст]: Пер. с англ. / Под ред. А. Кобаяси. – М.: Мир, 1990. – Кн. 1.– 616 с.

6. Пригоровский, Н. И. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений: Справочник [Текст] / Н. И. Пригоровский. – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.

7. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов [Текст] / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1986. – 544 с.

УДК 629.4.027

И. И. Галиев, В. А. Николаев, Б. Б. Сергеев, Е. А. Самохвалов, Д. Ю. Лукс

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ДЕФЕКТОВ РОЛИКОВ БУКСОВОГО ПОДШИПНИКА НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Выполнен анализ отказов буксовых узлов тележек грузовых вагонов на сети ОАО «Российские железные дороги» за период с 2010 по 2012 г. Выявлены недостатки данного узла известной конструкции тележки грузового вагона модели 18-100. Определены вертикальные, горизонтальные и продольные нагрузки, действующие на буксовый узел. Выполнено математическое моделирование динамической нагруженности ролика буксового подшипника под воздействием радиальной нагрузки. Оценено влияние динамических нагрузок и дефектов в роликах подшипников буксового узла на безопасность движения вагона.

Анализ отцепок грузовых вагонов на железных дорогах ОАО «РЖД» за период с 2010 по 2012 г. по причине грения буксового узла показывает динамику роста их количества. Так,

если в 2010 г. число отцепленных вагонов с подтверждением неисправностей буксовых узлов составило 4898, то в 2011 – 6094, а в 2012 – 6154.

Основными неисправностями, после ослабления (разрушения) торцевого крепления, являются дефекты и повреждения, возникающие на дорожках качения колец и телах качения подшипников: раковины и шелушения, трещины, сколы, задиры, риски и т. п. Данные дефекты относятся к контактно-усталостным повреждениям, вызванным процессом естественной усталости металла под действием высокого контактного давления и знакопеременных нагрузок после истечения определенного срока эксплуатации подшипника.

При этом необходимо отметить, что в последние годы при среднем ремонте колесных пар (полное освидетельствование) практически не производится замена на новые подшипники, поскольку они закупаются в недостаточном количестве и в основном только для капитального ремонта – ремонта колесных пар со сменой элементов. Поэтому приходится подвергать ремонту подшипники, неоднократно перебиравшиеся с заменой колец и роликов разных годов выпуска и различных заводов-изготовителей. Снижение количества закупаемых подшипников ведет к их общему старению и к накоплению в их элементах чрезмерного уровня усталостных напряжений, вызывающих возникновение дефектов, угрожающих безопасности движения.

За период с 2010 по 2012 г. наибольшее количество железнодорожных подшипников по объемам производства и реализации пришлось на 2011 г. (1 138 876 шт.), что по информации производителей соответствует уровню поставок 2008 г. Расчеты использования новых вагонных подшипников при плановых видах ремонта показали, что в 2012 г. в среднем на один отремонтированный вагон приходилось 1,8 новых подшипников, что меньше, чем в 2011 г., на 14,3 %, при средней норме 4,02 с учетом произведенных объемов ремонта вагонов.

Из анализа отказов грузовых вагонов из-за неисправностей буксовых узлов по материалам данных автоматизированной системы «КАСАНТ» за сторонними организациями и вагоноремонтными компаниями в 2012 г. после плановых видов ремонта и постройки было выявлено следующее количество отказов:

– частные вагоноремонтные предприятия – 1459 (44 %);
– вагоноремонтные компании – 1106 (25 %);
– предприятия стран СНГ и Балтии – 955 (29 %);
– вагоностроительные заводы – 457 (14 %);
– вагоноремонтные заводы – 445 (13 %).

Распределение буксовых подшипников по причинам неисправностей, приведших к отцепкам вагонам, и предприятиям, производившим последний плановый ремонт, показывает, что наибольшее их количество относится к усталостным дефектам и повреждениям на дорожках качения колец и роликов после истечения определенного срока эксплуатации подшипника.

В тележке модели 18-100 боковые рамы жестко, через опорное соединение устанавливаются на буксовые узлы. Это соединение не только передает вертикальные, горизонтальные и продольные нагрузки, но и в пределах зазоров обеспечивает ограниченную возможность самоустановки колесных пар с жестким ограничением их перемещений, участвует в гашении горизонтальных колебаний необрессоренных масс тележки за счет сил трения в опоре. На рисунке 1, а показано взаимодействие боковой рамы с буксой в вертикальной плоскости.

Боковая рама 1 через прямоугольную опорную поверхность 2 опирается на приливы буксы 3, которая снабжена жесткими ограничителями 4. Через такое опорное соединение передаются вертикальная радиальная нагрузка F_r и горизонтальные нагрузки $F_т$ или $F_{т.г}$.

Силовое воздействие от тормозной системы $F_т$ тележки (при одностороннем нажатии колодок на колеса в грузовых вагонах) вызывает сдвиг буксы влево (см. рисунок 1, а), прижимая ее к упору боковой рамы.

Другое воздействие $F_{т.г}$ реализуется при торможении вагонов на горке, при входе в кривые участки пути и стрелочные переводы. Под воздействием силы $F_{т.г}$ букса также прижимается к боковой раме вправо (рисунок 1, а).

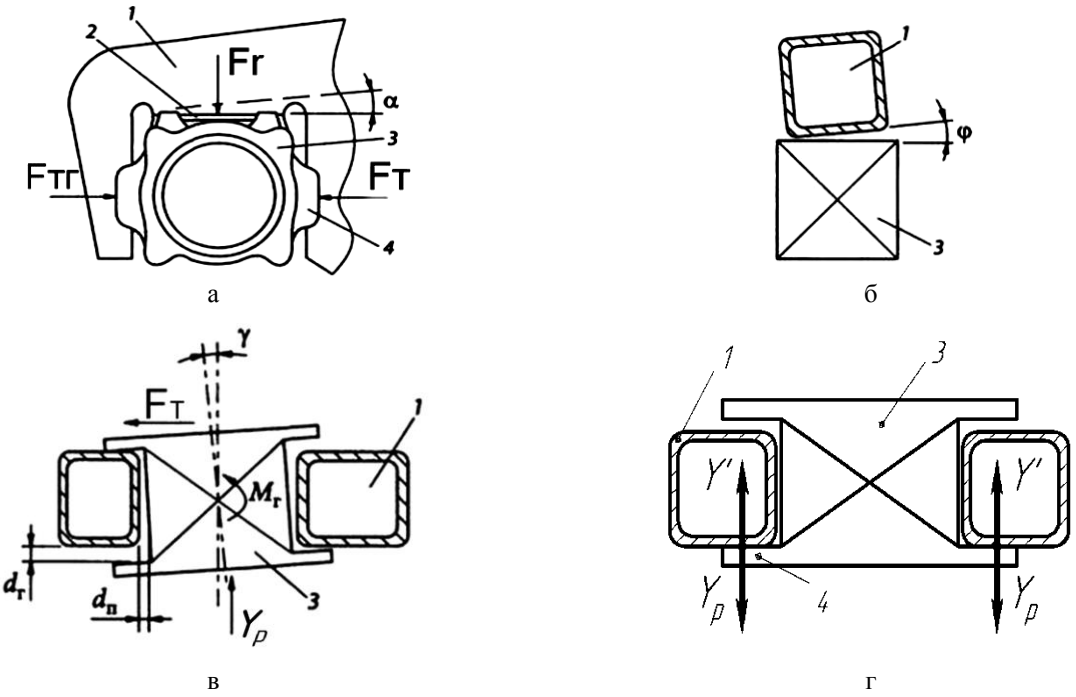


Рисунок 1 – Схема взаимодействия боковой рамы с буксой

Разные диаметры колес в тележке, непараллельность опорных поверхностей боковой рамы (угол α на рисунке 1, а) и другие причины часто приводят к тому, что буксовый узел занимает одно из крайних положений. При этом резко усложняются условия самоустановки колесных пар, неравномерно изнашиваются отдельные поверхности букс и боковых рам.

На рисунке 1, б показано взаимодействие частей опорного соединения в поперечной вертикальной плоскости. Из-за непараллельности опорных поверхностей боковой рамы 1 или ее маятниковых колебаний (угол φ на рисунке 1, б) возможно краевое опирание на приливы буксы 3. При этом один из подшипников буксы перегружается и начинается интенсивный неравномерный износ опорных поверхностей, который ухудшает самоустановку колесных пар, что приводит к росту силовых взаимодействий.

На рисунке 1, в представлена схема взаимодействия элементов опорного соединения в горизонтальной плоскости. Боковая рама 1 устанавливается на буксу 3 с зазорами в поперечном направлении $d_г$, в продольном направлении – $d_п$. Наличие значительных зазоров обусловливает воздействие ударных нагрузок на элементы буксы.

Суммарный зазор между направляющими боковой рамы тележки и корпусом одной буксы должен быть таким: при деповском ремонте в продольном направлении тележки ($d_п$) – от 6 до 15 мм, в поперечном направлении ($d_г$) – от 5 до 13 мм; при капитальном ремонте в продольном направлении тележки ($d_п$) – от 6 до 13 мм, в поперечном направлении ($d_г$) – от 5 до 11 мм [1].

При повороте буксы 3 на угол γ будет действовать момент трения $M_г$. Чрезмерное уменьшение зазоров $d_г$ и $d_п$ может привести к ухудшению самоустановки колесной пары и к заклиниванию буксы в проеме боковой рамы, что вызовет перегрузку подшипников [2].

Статическая вертикальная нагрузка, действующая на опорные поверхности корпуса буксы со стороны взаимодействующей поверхности буксового проема боковой рамы тележки и передающаяся подшипникам, для вагона в груженом состоянии $P_{бгр}$ определяется по формуле:

$$P_{бгр} = \frac{P_{бр} - P_ч}{m}, \qquad (1)$$

где $P_{бр}$ – сила тяжести вагона брутто, кН, равная произведению нагрузки на ось P_0 на число колесных пар под вагоном m_0 (для грузового вагона $m_0 = 4$, тогда $P_{бр} = 4P_0$; $P_ч$ – масса частей и укрепленного на них оборудования, через которые передается нагрузка от рассчитываемых деталей вагона на рельсы, в данном случае $P_ч = 4P_{к.п}$, где $P_{к.п}$ – сила тяжести одной колесной пары, кН, например, сила тяжести колесной пары с осью РУ1Ш без букс составляет 12,2 кН); m – число одноименных параллельно загруженных деталей, в данном случае $m = 8$.

Формула (1) после математических преобразований примет вид:

$$P_{бгр} = \frac{1}{2}\left(P_0 - P_{к.п}\right). \quad (2)$$

Например, при нагрузке на ось 235 кН (23,5 тс) статическая вертикальная нагрузка на буксу в груженом вагоне, рассчитанная по формуле (2), составляет 111,4 кН.

Статическая вертикальная нагрузка $P_{бп}$, приходящаяся на буксу вагона в порожнем состоянии, определяется по формуле:

$$P_{бп} = \frac{1}{2}\left(\frac{T}{m_0} - P_{к.п}\right), \quad (3)$$

где T – сила тяжести тары вагона, кН (например, при силе тяжести тары вагона 250 кН (25 тс) статическая вертикальная нагрузка на буксу порожнего вагона составляет 25,15 кН).

С учетом колебаний вагона вертикальные нагрузки на буксу в грузовых вагонах изменяются в пределах 0,16 – 1,7 статической нагрузки. Нагрузки в пределах 0,63 – 1,16 статической нагрузки в грузовых вагонах являются наиболее характерными; их повторяемость составляет 80 – 95 % спектра нагрузок. Вертикальные ускорения букс вагонов обычно составляют 5 – 8g, но иногда достигают 45 – 50g.

Горизонтальные продольные нагрузки, направленные на подшипник радиально, возникают во время торможения вагонов, при вилянии и вписывании в кривые и действуют кратковременно. Нагрузка на каждую буксу может достигать в грузовых вагонах с односторонним торможением 0,3 от нагрузки, действующей от колесной пары на рельсы [3].

Горизонтальная поперечная нагрузка $H_б$ от центробежной силы и давления ветра, приходящаяся со стороны кузова на одну буксу вагона в груженом состоянии, определяется по формуле:

$$H_б = \frac{P_0}{2}\eta, \quad (4)$$

где η – коэффициент, учитывающий действие центробежной силы и давления ветра, для грузового вагона согласно Нормам [4] принимается равным 0,1.

Горизонтальная нагрузка на буксу, действующая между ограничителями корпуса буксы 4 и буксовым проемом боковой рамы (рисунок 1, г), представляет собой результат совместного действия центробежной силы, давления ветра, сил взаимодействия колес с рельсами и приводится к боковой реакции рельса Y'. В типовой буксе эта нагрузка передается боковой раме тележки от колесной пары через подшипники качения и без учета трения в опорных поверхностях равна по величине рамной силе $Y_р$ и противоположна ей по направлению. Средняя рамная сила в тележках грузовых вагонов определяется по формуле:

$$Y_р = (P_{бр}/m_0)\cdot k_г, \quad (5)$$

где $k_г$ – коэффициент горизонтальной динамики, полученный в результате анализа экспериментальных данных, для четырехосного грузового вагона при скоростях до 120 км/ч:

$$k_{\text{г}} = 0,038 + 0,0038\text{v}, \tag{6}$$

где v – скорость движения м/с.

По условиям безопасности движения и устойчивости пути от сдвига максимальная горизонтальная сила взаимодействия подвижного состава и пути не должна превышать 40 % от вертикальной статической нагрузки на ось [5].

Известно [6], что радиальные подшипники с цилиндрическими роликами обычно применяются только для восприятия радиальной нагрузки. Допустимая величина горизонтальной нагрузки на такие подшипники определяется не усталостными характеристиками материала, а зависит от условий скольжения торцовых поверхностей бортов или приставных колец относительно роликов. При этом важную роль играют характер нагрузки, скорость вращения и смазка подшипника. Допустимая для цилиндрического роликового подшипника горизонтальная нагрузка F_a, кгс, при консистентной смазке определяется по формуле:

$$F_a = f_a f_b D_1^2 \left(2 - \frac{nD_1}{100000}\right), \tag{7}$$

где D_1 – диаметр дорожки качения наружного кольца, мм; n – частота вращения, об/мин; f_a – коэффициент, зависящий от условий нагружения; f_b – коэффициент, зависящий от типа и серии подшипника.

Формулу (7) рекомендуется применять при постоянно действующей радиальной нагрузке и при $F_a/F_r < 0,4$. В случае $F_a/F_r \geq 0,4$ вследствие трения скольжения между роликами и бортами колец происходит нагрев контактирующих поверхностей и температура в подшипниковом узле может превысить допустимую.

Согласно Нормам [4] для расчета ресурса буксовых подшипников грузовых вагонов L_{10}, млн об, применяется формула:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_э}\right)^{\frac{10}{3}}, \tag{8}$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, рассчитываемая по формулам или принимаемая по каталогам [7, 8] в зависимости от выбранного типа подшипника; $P_э$ – эквивалентная нагрузка.

В пробеге вагона расчетный ресурс подшипника L_{10s}, млн км, можно пересчитать, используя формулу:

$$L_{10s} = L_{10} \cdot \pi \cdot D_{\text{к}}, \tag{9}$$

где $D_{\text{к}} = 0,9$ м – диаметр по кругу катания среднеизношенного колеса вагона при номинальном диаметре 0,95 м.

Согласно Нормам [4] ресурс подшипников, рассчитанный в километрах пробега по формуле (9), должен составлять для грузовых вагонов не менее 1,5 млн км. Ресурс подшипников качения в часах работы L_{10h} рассчитывается по формуле:

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60n}, \tag{10}$$

где n – частота вращения внутреннего кольца подшипника, об/мин.

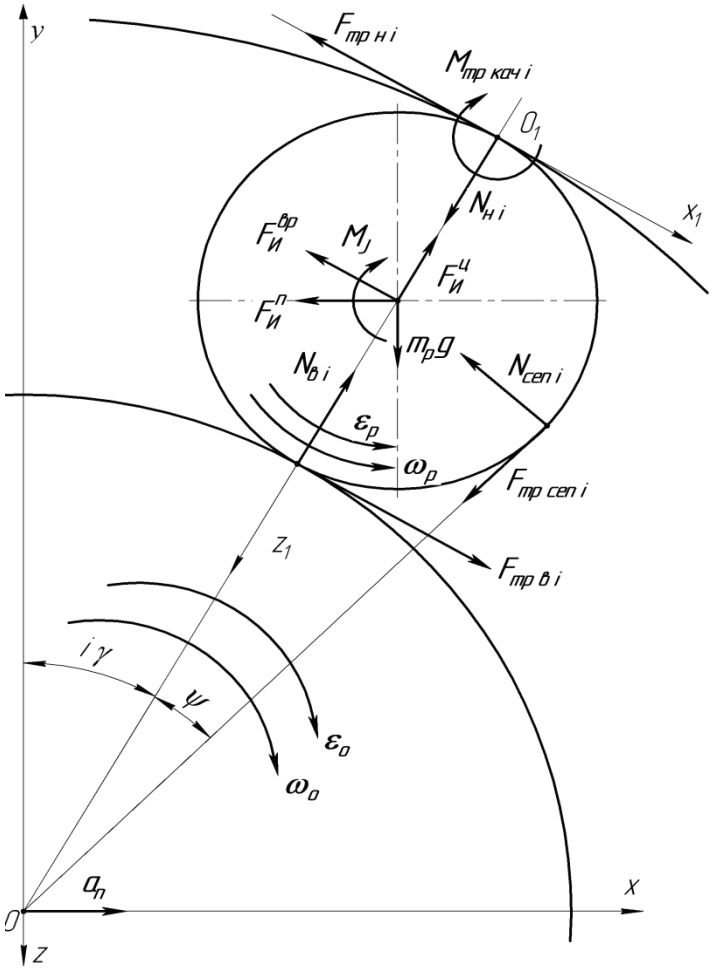


Рисунок 2 – Расчетная схема динамической нагруженности ролика подшипника под воздействием радиальной нагрузки

Рассмотрим цилиндрический роликовый подшипник в буксе грузового вагона, движущегося в составе поезда с ускорением a_n [9]. Для составления расчетной схемы динамической нагруженности короткого цилиндрического ролика буксового подшипника вводятся две правые системы декартовых координат (рисунок 2). Система координат *Oxyz* (условно неподвижная) расположена таким образом, что ось x направлена вдоль оси пути по направлению движения поезда, ось y – вдоль оси колесной пары по направлению к торцу шейки, а ось z – вертикально вниз. Начало координат системы *Oxyz* находится на пересечении горизонтальной оси симметрии вагонной оси и вертикальной оси симметрии нагруженного ролика. Начало координат второй системы координат $O_1x_1y_1z_1$ располагается в точке, лежащей на мгновенной оси вращения ролика (посередине его образующей). При перекатывании ролика по дорожкам качения колец система координат $O_1x_1y_1z_1$ вращается в плоскости *Oxyz* так что оси *y* и y_1 остаются параллельными при любом положении ролика. Для случая максимально нагруженного центрального ролика оси *z* и z_1 совпадают.

Согласно работе [10] к нагруженному ролику буксового подшипника приложены следующие активные силы, реакции связей и силы инерции:

N_{Hi} – равнодействующая равномерно распределенной нагрузки со стороны дорожки качения наружного кольца, которая зависит от эквивалентной радиальной нагрузки на подшипник F_τ и от числа роликов в нем z следующим образом:

$$N_{Hi} = N_{H0}\cos^{3/2} i\gamma; \tag{11}$$

$$N_{H0} = \frac{4{,}6 \cdot F_\tau}{z}, \tag{12}$$

для подшипника с полиамидным сепаратором в буксе грузового вагона *z* = 15;

$N_{\text{в}i}$ – равнодействующая равномерно распределенной нагрузки со стороны дорожки качения внутреннего кольца;

$F_{\text{тр.н}i}$ и $F_{\text{тр.в}i}$ – соответственно силы трения ролика о наружное и внутреннее кольца;

$N_{\text{сеп}\,i}$ – нормальное давление сепаратора на ролик;

$F_{\text{тр сеп i}}$ – сила трения ролика о сепаратор;

$m_p g$ – вес ролика;

$F_{\text{и}}^{n}$ – сила инерции ролика, соответствующая его движению с ускорением поезда a_n:

$$F_{\text{и}}^{n} = m_p a_n, \tag{13}$$

$F_{\text{и}}^{\text{вр}}$ – сила инерции, соответствующая вращательному ускорению ролика в движении относительно буксы:

$$F_{\text{и}}^{\text{вр}} = m_p \cdot \varepsilon_o \frac{R_{\text{в}}}{2}, \tag{14}$$

где ε_o – угловое ускорение шейки оси колесной пары; $R_{\text{в}}$ – радиус дорожки качения внутреннего кольца подшипника; $F_{\text{и.ці}}$ – сила инерции, соответствующая центростремительному ускорению ролика в движении относительно буксы:

$$F_{\text{и.ці}} = m_p \cdot a_{\text{ці}} = m_p \cdot \omega_0^2 \frac{R_{\text{в}}^2}{4(R_{\text{в}}+r_p)}, \tag{15}$$

где ω_o – угловая скорость шейки оси колесной пары; M_J – момент пары, к которой приводятся силы инерции в относительном вращении ролика вокруг оси, проходящей через центр тяжести ролика.

При отсутствии рамной силы согласно расчетной схеме (см. рисунок 2) с учетом принятых допущений на элементы буксового подшипника не действуют силы в плоскостях $x_1O_1y_1$ и $y_1O_1z_1$, а также моменты относительно осей x_1 и z_1.

Связь между движением ролика и приложенными к нему силами записывается с помощью принципа Даламбера в виде системы уравнений равновесия приложенных сил, реакций связи и сил инерции, а также суммы моментов в проекциях на координатные оси с началом в точке O_1. В систему входят уравнения равновесия сил в проекциях на ось x_1, равновесия сил в проекциях на ось z_1, суммы моментов относительно оси y_1:

$$\begin{cases} F_{\text{тр в i}} - F_{\text{и i}}^{\text{вр}} - F_{\text{тр н i}} - F_{\text{и}}^{\text{П}} \cos i\gamma + m_p g \sin i\gamma - N_{\text{сеп i}} \cos\psi - F_{\text{тр сеп i}} \sin\psi = 0; \\ N_{\text{н i}} - F_{\text{и i}}^{\text{Ц}} + N_{\text{н i}} + F_{\text{и}}^{\text{П}} \sin \text{i}\gamma + m_p g \cos i\gamma - N_{\text{сеп i}} \sin\psi + F_{\text{тр сеп i}} \cos\psi = 0; \\ F_{\text{тр в i}} 2r_p - F_{\text{и}}^{\text{П}} r_p \cos i\gamma - F_{\text{и}}^{\text{вр}} r_p + m_r g r_p \sin i\gamma - M_J - M_{\text{тр кач i}} - N_{\text{сеп i}} r_p \cos\psi - F_{\text{тр сеп i}} R_n \sin\ \psi = 0. \end{cases} \tag{16}$$

Силы трения роликов о дорожки качения колец и силы трения качения связаны с нормальными реакциями формулами:

$$F_{\text{тр.н i}} = \mu_{\text{н}} N_{\text{н i}}; \tag{17}$$

$$N_{\text{сеп i}} = \mu_{\text{сеп}} N_{\text{сеп i}}; \tag{18}$$

$$F_{\text{тр.в i}} = \mu_{\text{в}} N_{\text{в i}}; \tag{19}$$

$$M_{\text{тр.кач i}} = k_n N_{\text{ні}} + k_{\text{в}} N_{\text{в i}}, \tag{20}$$

где $\mu_{\text{сеп}}$ – коэффициент трения скольжения ролика о сепаратор; $\mu_{\text{н}}$ и $\mu_{\text{в}}$ – коэффициенты сцепления роликов с дорожками качения; k_n и $k_{\text{в}}$ – коэффициенты трения качения по дорожкам качения соответственно наружного и внутреннего колец.

В результате подстановки в систему уравнений (16) значений (17) – (20) система уравнений примет вид:

$$\begin{cases} N_{\text{в i}} - F_{\text{и i}}^{\text{вр}} - \mu N_{\text{н i}} - F_{\text{и}}^{n} \cos i\gamma + m_p g \sin i\gamma - N_{\text{сеп i}}(\cos\psi + \mu_{\text{сеп}} \sin\psi) = 0; \\ N_{\text{н i}} - F_{\text{и i}}^{\text{ц}} + N_{\text{н i}} + F_{\text{и}}^{\text{П}} \sin i\gamma + m_p g \cos i\gamma - N_{\text{сеп}}(\sin\ \psi - \mu_{\text{сеп}} \cos\psi) = 0; \\ 2r_p \mu_{\text{в}} N_{\text{в i}} - F_{\text{и}}^{\text{П}} r_p \cos \text{i}\gamma - F_{\text{и i}}^{\text{вр}} r_p + m_1 g r_p \sin i\gamma - M_J - M_{\text{тр кач i}} - \\ -N_{\text{сеп i}}(r_p \cos\psi + R_{\text{н}} \sin\psi\ \mu_{\text{сеп}} = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Под воздействием равномерно распределенной вертикальной динамической нагрузки при отсутствии перекосов к образованию дефектов в деталях цилиндрических роликовых подшипников и снижению их ресурса приводят усталость металла и абразивный износ трущихся поверхностей.

При обеспечении эффективной герметизации рабочей полости подшипников основной причиной их выхода из строя является усталостное выкрашивание.

Перекатывание тел качения по кольцам связано с образованием в поверхностных слоях контактирующих тел знакопеременных напряжений, которые после определенного числа циклов приводят к образованию микротрещин. Последние расклиниваются проникающим в них смазочным материалом, что приводит к их выкрашиванию.

Абразивный износ поверхностей качения роликов и колец происходит при проскальзывании роликов и усугубляется при попадании мелких частиц между трущимися поверхностями.

Таким образом, обеспечение максимального ресурса подшипников под воздействием радиальной нагрузки сводится к минимизации проскальзывания роликов путем подбора геометрических параметров и материалов, а также смазочного материала, позволяющих получить оптимальные значения коэффициентов сцепления роликов с дорожками качения. Одновременно требуется обеспечить эффективную герметизацию рабочей полости подшипников.

Список литературы

1. РД 32 ЦВ 052-99. Инструкция по ремонту тележек грузовых вагонов [Текст] / Департамент вагонного хозяйства. – М., 1999. – 87 с.

2. Морчиладзе, И. Г. Совершенствование и модернизация буксовых узлов грузовых вагонов [Текст] / И. Г. Морчиладзе, А. М. Соколов // Железные дороги мира. – 2006. – № 10. – С. 59 – 64.

3. Волков, Н. Н. Подшипники качения колесных пар вагонов и локомотивов [Текст] / Н. Н. Волков, Н. В. Родзевич. – М.: Машиностроение, 1972. – 168 с.

4. Нормы расчета и проектирования грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 мм Российской Федерации [Текст] / ВНИИЖТ, ГосНИИВ. – М., 2004. – 212 с.

5. Кудрявцев, Н. Н. Динамические нагрузки ходовых частей грузовых вагонов [Текст] / Н. Н. Кудрявцев // Труды / ВНИИЖТ. – М.: Транспорт, 1977. – Вып. 572. – 143 с.

6. Бороненко, Ю. П. Тележки с повышенной осевой нагрузкой [Текст] / Ю. П. Бороненко, А. М. Орлова // Железнодорожный транспорт. – 2008. – № 8. – С. 50 – 53.

7. Нарышкин, В. Н. Подшипники качения: Справочник-каталог [Текст] / В. Н. Нарышкин, Р. В. Коросташевский. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

8. Подшипники качения и свободные детали: Каталог-справочник [Текст]. М.: Каталог. Ч 1, 2 – 1997; Ч. 3 – 1998.

9. Гулюткин, А. И. Использование ЭЦВМ для исследования. движения деталей вагонных роликовых подшипников [Текст] // А. И. Гулюткин, М. М. Курганов, В. А. Петров / К вопросу применения ЭЦВМ для прочностных и тормозных расчетов в вагонном хозяйстве // Труды / ВЗИИТ. – М., 1967. – Вып. 26. – С. 15 – 50.

10. Бородин, А. В. Повышение ресурса цилиндрических подшипников буксы грузового вагона: Монография [Текст] / А. В. Бородин, Ю. А. Иванова / Омский гос. ун-т путей сообщения. – Омск, 2011. – 102 с.

УДК 656.212.6.073.22

Е. Д. Псеровская, О. Ю. Чуйкова, К. В. Желдак

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПЕРЕВОЗКИ ЛЕСНЫХ ГРУЗОВ

При перевозке короткоштабельных лесных грузов на специализированных платформах-«хлыстовозах» у грузоотправителей возникают проблемы с разработкой технической документации на размещение и крепление этих грузов, так как в нормативных документах отсутствуют данные о допускаемых изгибающих моментах в рамах таких платформ. В статье авторами предложен и обоснован метод расчета по распределению общей массы лесоматериалов по штабелям на платформе-«хлыстовозе», который может быть использован при перевозке других штабельных грузов.

В структуре грузовых железнодорожных перевозок России лесные грузы занимают почетное шестое место, составляя стабильную 5 %-ную долю в общем объеме погрузки по сети. За последние годы железнодорожные перевозки лесных грузов увеличились. Учитывая положительную динамику производственных показателей лесопромышленного комплекса страны, необходимо ясно представлять потребное количество и тип подвижного состава, который необходим для обеспечения функционирования лесной отрасли. Согласно «Правилам перевозок грузов железнодорожным транспортом» лесные грузы могут перевозиться в полувагонах или на платформах, включая специальные платформы-лесовозы.

Рассмотрим проблемы, связанные с перевозкой лесных грузов:

1) дефицит универсального подвижного состава, необходимого для перевозки таких грузов как уголь, руда, строительные материалы, черные металлы;

2) моральное и физическое старение значительной части вагонного парка;

3) технологические проблемы, связанные с погрузкой лесных грузов на универсальный подвижной состав:

универсальные платформы, находясь в нормальном техническом состоянии, не были востребованы в полной мере лесной отраслью из-за низкой технологичности и большой трудоемкости процесса погрузки на них лесоматериалов;

полувагоны плохо приспособлены для перевозки лесоматериалов: относительно небольшой погрузочный объем; большая трудоемкость погрузочно-разгрузочных работ и невозможность использования при этом современного высокопроизводительного оборудования; необходимость использования дополнительных крепежных и увязочных материалов; проблемы с очисткой. Все это обусловливает неэффективность полувагонов для перевозки круглого леса.

Кроме того, формирование «шапки» при загрузке полувагона или универсальной платформы является не только самой трудоемкой работой в погрузке, но и самой опасной для работников погрузочной бригады. Эта операция исключена при использовании специальных платформ, оснащенных съемным оборудованием по современным проектам, где укладка «шапок» не предполагается. Однако у грузоотправителей возникают определенные проблемы при разработке непредусмотренных технических условий (НТУ) и местных технических условий (МТУ) размещения штабелей лесоматериалов длиной 4 – 8 м на специальных платформах-лесовозах из-за отсутствия в ТУ [1] нормативных допускаемых изгибающих моментов в рамах платформ (трудности в распределении общей массы груза $Q_{гр}^{o}$ по штабелям). Особенно затруднительно распределить общую массу лесоматериалов длиной 4 – 8 м по штабелям при использовании платформ-«хлыстовозов».

В данной статье предлагается метод расчета по распределению общей массы $Q_{гр}{}^{o}$ лесоматериалов по штабелям на платформе-«хлыстовозе». При этом в качестве допускаемого изгибающего момента в раме платформы рекомендуется принять значение наибольшего изгибающего момента, возникающего при загрузке платформы древесиной в хлыстах до полной (трафаретной) грузоподъемности [$Q_{гр}{}^{o}$].

Для примера варианты погрузки леса круглого штабелями длиной 4 и 6 м на платформе-«хлыстовозе» модели 23-469 ([$Q_{гр}{}^{o}$] = 56 т) представлены на рисунке 1.

Расчетные схемы системы «груз – платформа с хлыстами» представлены на рисунке 2.

Система симметричная – дважды статически неопределимая с двумя консолями неразрезная «балка» из хлыстов, передающих нагрузку от собственного веса [$Q_{гр}{}^{o}$] на раму платформы через три пары опорных стоек-подкладок.

Расчет неразрезной балки выполняют методом составления уравнений трех моментов [2], приняв условно сечения пакета хлыстов постоянными по всей длине (изгибная жесткость пакета хлыстов EJ = const).

Опорные реакции в «разрезанных» частях балки от действительных внешних нагрузок (рисунок 2, в)**:**

от $P_0 = q \times l_1$ – вес (сила тяжести) части пакета хлыстов от торца до опоры A, тс, –

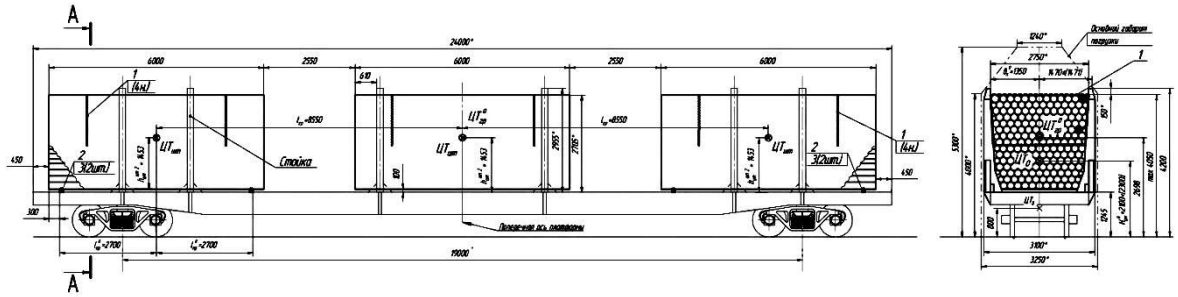
$$A_0^{p_0} = P_0;\ B_{ол}^{p_0} = B_{оп}{}^{p_0} = C_{ол}^{p_0} = C_{оп}^{p_0} = 0; \tag{1}$$

от $M_0 = q \times l_1^2 / 2$, тс·м, –

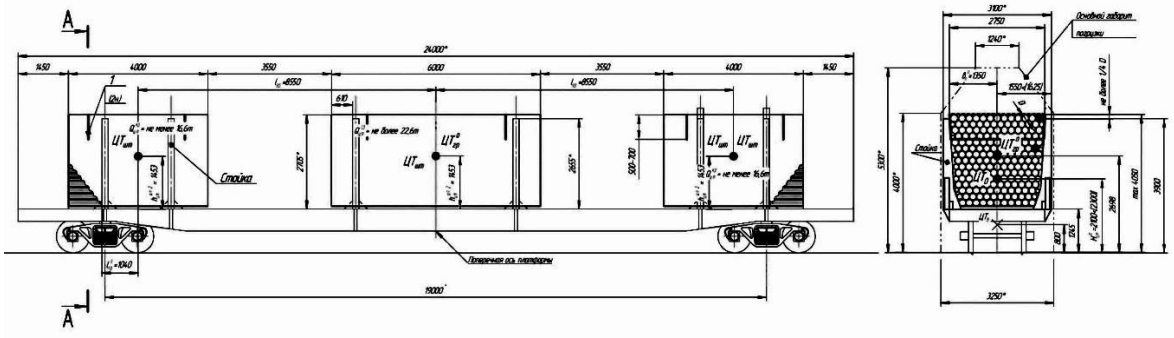
$$A_0{}^{M} = \frac{M_o}{l_2}\ ;\ B_0{}^{M} = -\frac{M_o}{l_2};\ B_{ол}{}^{M} = C_{ол}^{M} = C_{оп}^{M} = 0; \tag{2}$$

от распределенной нагрузки q, тс, –

$$A_0{}^{q} = B_{ол}^{q} = \frac{q \times l_2}{2};\ B_{оп}^{q} = C_{ол}^{q} = \frac{q \times l_3}{2};\ C_{оп}^{q} = \frac{q \times l_4}{2}. \tag{3}$$



а



б

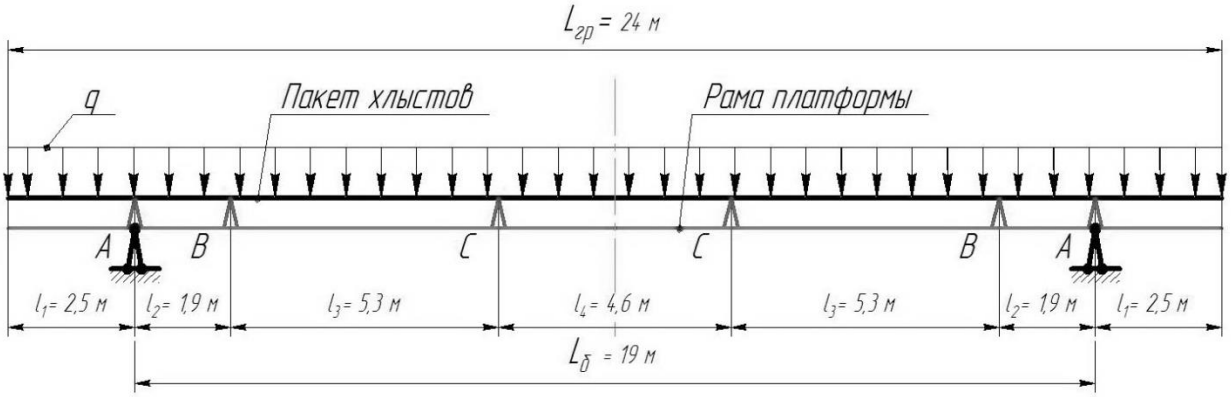
Рисунок 1 – Варианты размещения лесоматериалов на платформе-«хлыстовозе» в три штабеля: длиной 6,0 м (а) и длиной 4,0 и 6,0 м (б)

Суммарные «действительные» реакции:

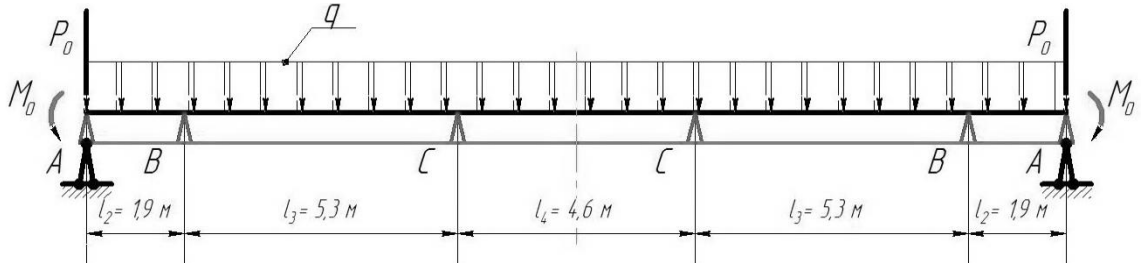
$$A_o = A_o^{P_o} + A_o^M + A_o^q; \tag{4}$$

$$B_{\text{ол}} = B_{\text{ол}}^{P_o} + B_{\text{ол}}^M + B_{\text{ол}}^q;\ B_{\text{оп}} = B_{\text{оп}}^{P_o} + B_{\text{оп}}^M + B_{\text{оп}}^q;\ B_{\text{о}} = B_{\text{ол}} + B_{\text{оп}}; \tag{5}$$

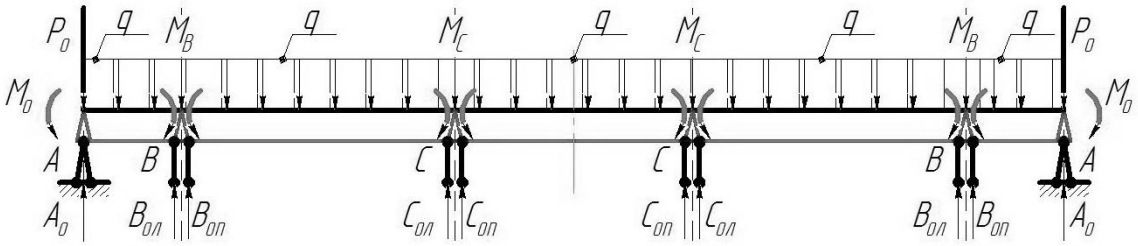
$$C_{\text{ол}} = C_{\text{ол}}^{P_o} + C_{\text{ол}}^M + C_{\text{ол}}^q;\ C_{\text{оп}} = C_{\text{оп}}^{P_o} + C_{\text{оп}}^M + C_{\text{оп}}^q;\ C_{\text{о}} = C_{\text{ол}} + C_{\text{оп}}. \tag{6}$$



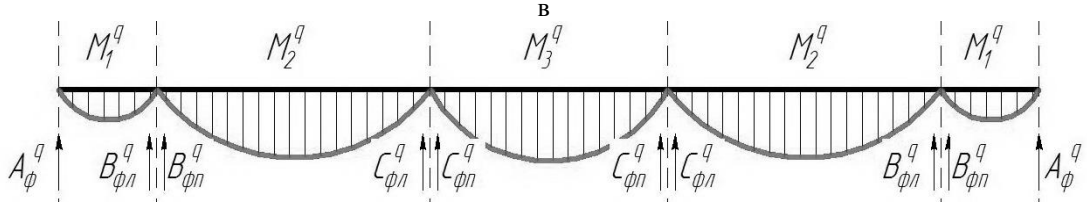
а



б



в



г

д

Рисунок 2 – Расчетные схемы системы «груз – платформа с хлыстами»: а – основная схема; б – приведенная расчетная схема; в – схема для определения опорных реакций в «разрезанных» частях балок-хлыстов от «действительных» нагрузок; г, д – схемы для определения опорных реакций в «разрезанных» частях балок-хлыстов от фиктивных нагрузок

Фиктивные нагрузки – распределенные нагрузки в виде эпюр изгибающих моментов, построенных на растянутых волокнах «разрезанных» частей балок от действительных внешних нагрузок.

Опорные реакции в «разрезанных» частях балки от фиктивных нагрузок (см. рисунок 2, г, д):

от распределенной нагрузки q [2], тс/м, –

$$A_{\text{ф}}^{\ q} = B_{\text{фл}}^{q} = \frac{q \times l_2^{\ 3}}{24}\ ;\ B_{\text{фп}}^{q} = C_{\text{фл}}^{q} = \frac{q \times l_3^{\ 3}}{24};\ C_{\text{фп}}^{q} = \frac{q \times l_4^{\ 3}}{24}; \tag{7}$$

от M_o согласно работе [2]:

$$A_{\text{ф}}^{\ M} = -\frac{M_o \times l_2}{3};\ B_{\text{фл}}^{\ M} = -\frac{M_o \times l_2}{6};\ B_{\text{фп}}^{\ M} = C_{\text{фл}}^{M} = C_{\text{фп}}^{M} = 0. \tag{8}$$

Суммарные фиктивные реакции:

$$A_{\text{ф}} = A_{\text{ф}}^{M} + A_{\text{ф}}^{q}; \tag{9}$$

$$B_{\text{фл}} = B_{\text{Оф}}^{M} + B_{\text{Оф}}^{q};\ B_{\text{фп}} = B_{\text{фп}}^{q};\ B_{\text{ф}} = B_{\text{фл}} + B_{\text{фп}}; \tag{10}$$

$$C_{\text{фл}} = C_{\text{фл}}^{q};\ C_{\text{фп}} = C_{\text{фп}}^{q};\ C_{\text{ф}} = C_{\text{фл}} + C_{\text{фп}}. \tag{11}$$

Уравнения трех моментов согласно работе [2] имеют вид:

$$M_o \times l_2 + 2 \times M_B \times (l_2 + l_3) + M_c \times l_3 = -6 \times B_{\phi}; \tag{12}$$

$$M_B \times l_3 + 2 \times M_C \times (l_3 + l_4) + M_c \times l_4 = -6 \times C_{\phi}. \tag{13}$$

Решив систему уравнений (12), (13), получим значения $M_в$ и $M_с$.

Опорные реакции согласно работе [2] рассчитывают по формулам:

$$R_A = A_o + \frac{M_B}{l_2}; \tag{14}$$

$$R_B = (B_{\text{ол}} + B_{\text{оп}}) - \frac{M_B}{l_2} + \frac{M_c + M_B}{l_3}; \tag{15}$$

$$R_C = (C_{\text{ол}} + C_{\text{оп}}) + \frac{M_B - M_C}{l_3} + \frac{M_C - M_C}{l_4}. \tag{16}$$

Изгибающие моменты в раме платформы (рисунок 3) таковы:

$$M_1 = (R - R_A) \times l_2; \tag{17}$$

$$M_2 = (R - R_A) \times (l_2 + l_3) - R_B \times l_3. \tag{18}$$

Анализируя полученные результаты, в качестве допускаемого следует выбрать из формул (17), (18) максимальное значение изгибающего момента.

Для рассматриваемых схем погрузки согласно рисунку 1 по формулам (12) ÷ (16) при $q = (Q_{\text{гр}}^{o}) / L_{\text{гр}} = 56{,}0/24{,}0 = 2{,}33$ тс / м получим значения: M_B = -1,91 тс·м, M_C = -6,72 тс·м, R_A = = 10,88 тс, R_B = 4,66 тс и R_C = 12,46 тс.

В соответствии с рисунком 3 по формулам (17), (18) получим значения: M_1 = 32,53 тс·м, M_2 = 98,57 тс·м.

Таким образом, за допускаемый изгибающий момент рамы платформы-«хлыстовоза» модели 23-469 следует принять $[M_u] \le M_2 \approx 98$тс·м.

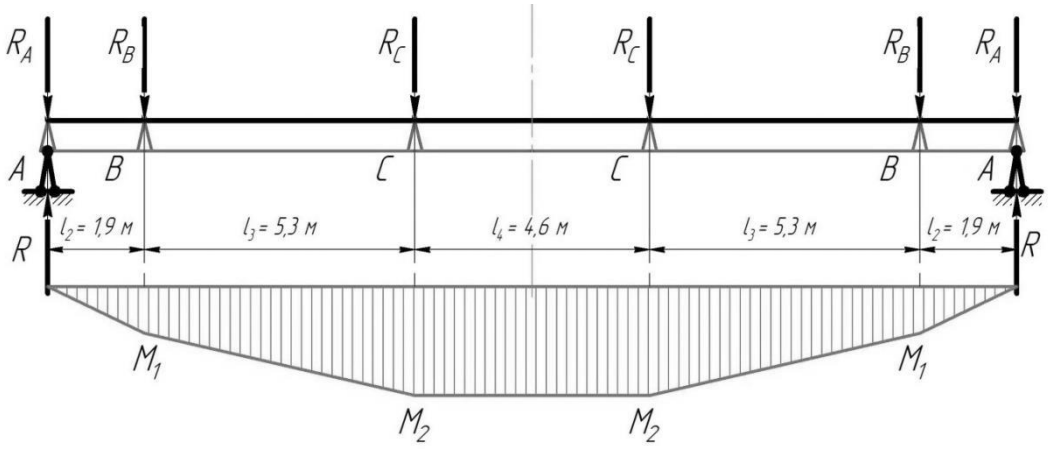


Рисунок 3 – Эпюра изгибающих моментов в раме платформы от действия на нее погруженной древесины в хлыстах

Для предлагаемых схем по рисунку 1 при симметричном размещении штабелей относительно опор-стоек платформы

$$R_A = R_B \text{ и } 2(2R_A + R_C) = Q_o^{\text{гр}} = 56,0 \text{ тс}, \tag{19}$$

откуда $R_C = (Q_o^{\text{гр}} - 4R_A)/2 = 28 - 2R_A$ и $M_2 = (Q_o^{zp}/2 - R_A)(l_1 + l_2) - R_A l_2 \le [M_u]$

или $(Q_o^{\text{гр}}/2 - R_A)(l_1 + l_2) - R_A l_2 = (28 - R_A)(1,9 + 5,3) - R_A \times 5,3 = 201,6 - 12,5R_A \le [98].$

Тогда $R_A \ge \dfrac{201,6 - 98}{12,5} \approx 8,3$ тс.

Следовательно, при загрузке платформы модели 23-469 тремя пакетами (штабелями) лесоматериалов до трафаретной грузоподъемности 56,0 т необходимо, чтобы каждый крайний штабель был весом (рисунок 4)

$$Q_o^{\text{кр}} \ge 2 \times R_A; \tag{20}$$

$$2 \times R_A = 2 \times 8,3 = 16,6 \text{ тс},$$

а средний штабель –

$$Q_o^{\text{ср}} \le (56,0 - 2 \times 16,6) = 22,8 \text{ тс}.$$

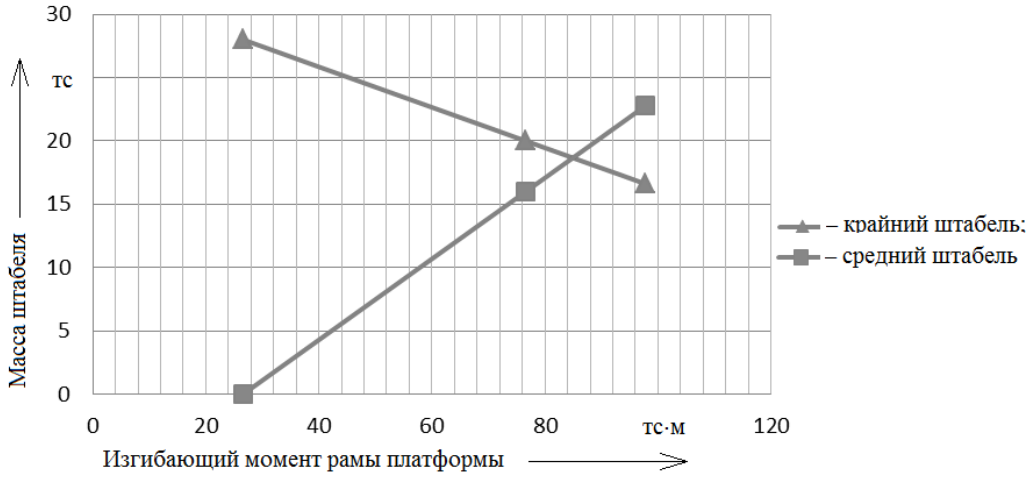


Рисунок 4 – Взаимосвязь масс среднего и крайних штабелей лесоматериалов в зависимости от изгибающего момента рамы платформы модели 23-469 при использовании полной ее грузоподъемности 56 т

Таким образом, массу каждого крайнего штабеля можно изменять в интервале от 16,6 до 28,0 т, при этом масса среднего штабеля будет изменяться от 22,8 до 0 т.

Список литературы

1. Технические условия размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах (ТУ № ЦМ-943) [Текст]. М.: Юртранс, 2003. – 544 с.

2. Рудицин, М. Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов [Текст] / М. Н. Рудицин, П. Я. Артёмов, М. И. Любошиц. – Минск: Вышейша школа, 1970. – 630 с.

УДК 658.5

В. А. Аксенов, П. Н. Потапов, А. М. Завьялов

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫМИ РИСКАМИ КАК ЭЛЕМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ НА ТРАНСПОРТЕ

Статья рассматривает возможность модернизации существующей системы управления охраны труда во взаимосвязи с используемой на сети железных дорог методологией управления ресурсами и рисками на всех этапах жизненного цикла объектов и техники на основе анализа надежности («УРРАН»). На практических примерах показана возможность использования системы управления профессиональными рисками в решении задач повышения безопасности производственных процессов на транспорте.

Задача формирования системы управления профессиональными рисками, которая решается в настоящее время в ОАО «РЖД», должна быть гармонизирована с действующей системой управления охраной труда. Результаты реализуемых пилотных проектов на Горьковской, Октябрьской железной дороге и в Центральной дирекции по ремонту пути [1] позволяют определить основные подходы к решению этой задачи.

Ряд уже разработанных нормативно-методических документов [2, 3] позволяют частично решать данную задачу в тесной взаимосвязи с внедряемой в настоящее время на сети железных дорог методологией управления ресурсами и рисками на всех этапах жизненного цикла объектов и техники на основе анализа надежности («УРРАН») [4, 5], которая является базовым элементом управления эксплуатационной работой компании. Одной из задач внедряемой методологии является управление рисками объектов и техники железнодорожной инфраструктуры, решение которой позволит значительно эффективнее предупреждать наступление нежелательных событий.

Анализ результатов реализации пилотных проектов показывает существенные различия в подходах к оценке профессиональных рисков на уровне структурных подразделений. Как показывает в том числе и анализ зарубежной методологии, основой оценки профессиональных рисков применительно к рабочим местам являются в большей степени экспертные методы.

Последнее ставит задачу увязки методологических подходов, реализуемых «УРРАН», с результатами мировой практики и наработок, используемых в рамках реализации пилотных проектов.

Методология «УРРАН» в оценке рисков предполагает определение показателей надежности для оцениваемого объекта на основе имеющихся статистических данных о произошедших нежелательных событиях [2].

В случае оценки профессионального риска интенсивность возникновения несчастного случая будет определяться по формуле:

$$\lambda_{н.с} = \frac{t}{N_{ср}\Delta T}, \quad (1)$$

где t – количество несчастных случаев; ΔT – интервал наблюдения; $N_{ср}$ – среднее количество работников за интервал наблюдения.

Для Октябрьской дирекции по ремонту пути интенсивность возникновения несчастных случаев по подразделениям за десятилетний период представлена в таблице 1. В последней строке представлена интенсивность возникновения несчастных случаев в общем по дирекции, а яркость ячеек последних двух столбцов говорит об уровне их значения относительно средней интенсивности возникновения несчастных случаев. На рисунке 1 представлена графическая интерпретация результатов расчета.

Таблица 1 – Интенсивность возникновения несчастных случаев по подразделениям дирекции

Название подразделения	Всего несчастных случаев *t*, шт.	Смертельных несчастных случаев *tc*, шт.	Среднее количество работников *N*, чел.	Интенсивность возникновения несчастных случаев по подразделению λ	Интенсивность возникновения смертельных несчастных случаев по подразделению λc
ПМС-1	0	0	357	0	0
ПМС-2	0	0	247	0	0
ПМС-3	3	2	235	0,001160542	0,000773694
ПМС-4	0	0	308	0	0
ПМС-5	2	1	314	0,000579039	0,000289519
ПМС-6	9	1	353	0,002317796	0,000257533
ПМС-7	6	0	273	0,001998002	0
ПМС-8	0	0	218	0	0
ПМС-9	8	0	338	0,002151694	0
ПМС-10	1	0	242	0,000375657	0
ПМС-11	4	0	348	0,001044932	0
ПМС-12	0	0	325	0	0
ПМС-13	1	1	157	0,000579039	0,000579039
Всего:	34	5	4346	0,000711208	0,000104589

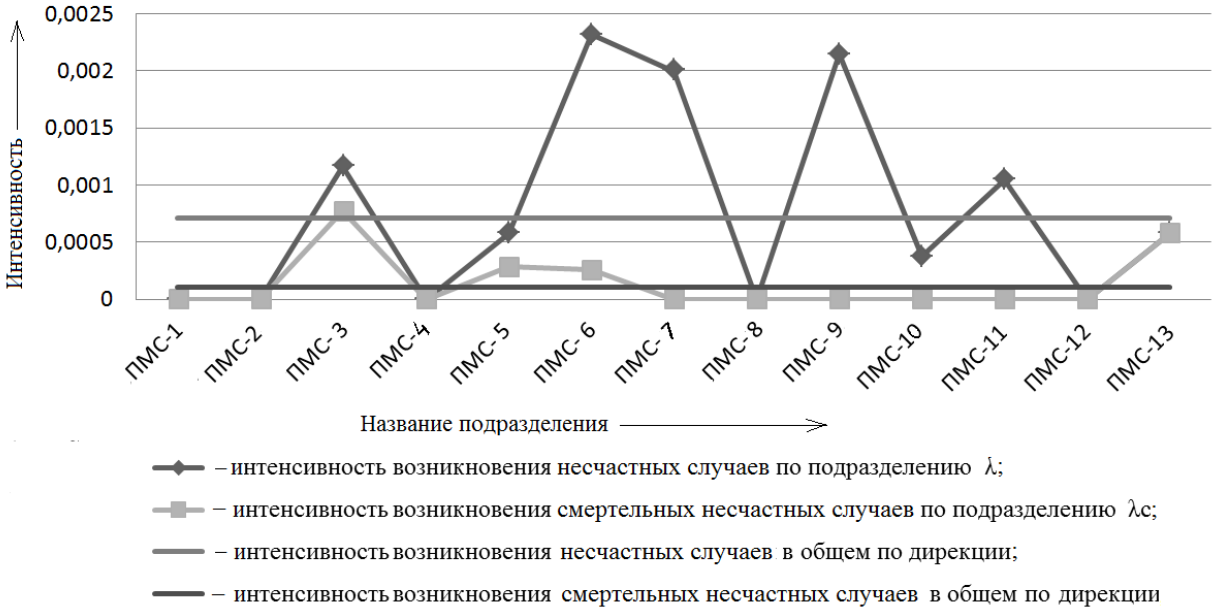


Рисунок 1 – Интенсивность возникновения несчастных случаев по подразделениям дирекции

Динамика изменения интенсивности возникновения несчастных случаев за одиннадцатилетний период по дирекции представлена в таблице 2, а графическая интерпретация расчета – на рисунке 2.

Таблица 2 – Динамика изменения интенсивности возникновения несчастных случаев

Год	Всего несчастных случаев *r*, шт.	Смертельных несчастных случаев *rc*, шт.	Среднее количество работников *N*, чел.	Интенсивность возникновения несчастных случаев по подразделению λ	Интенсивность возникновения смертельных несчастных случаев по подразделению λc
2000	4	1	4339	0,000921871	0,000230468
2001	5	2	4111	0,001216249	0,0004865
2002	0	0	4318	0	0
2003	5	1	4442	0,001125619	0,000225124
2004	5	0	4395	0,001137656	0
2005	5	0	4471	0,001118318	0
2006	1	0	4463	0,000224065	0
2007	2	0	4512	0,000443262	0
2008	4	1	4670	0,000856531	0,000214133
2009	1	0	4176	0,000239464	0
2010	2	0	3908	0,000511771	0
Всего:	34	5	4346	0,000711208	0,000104589

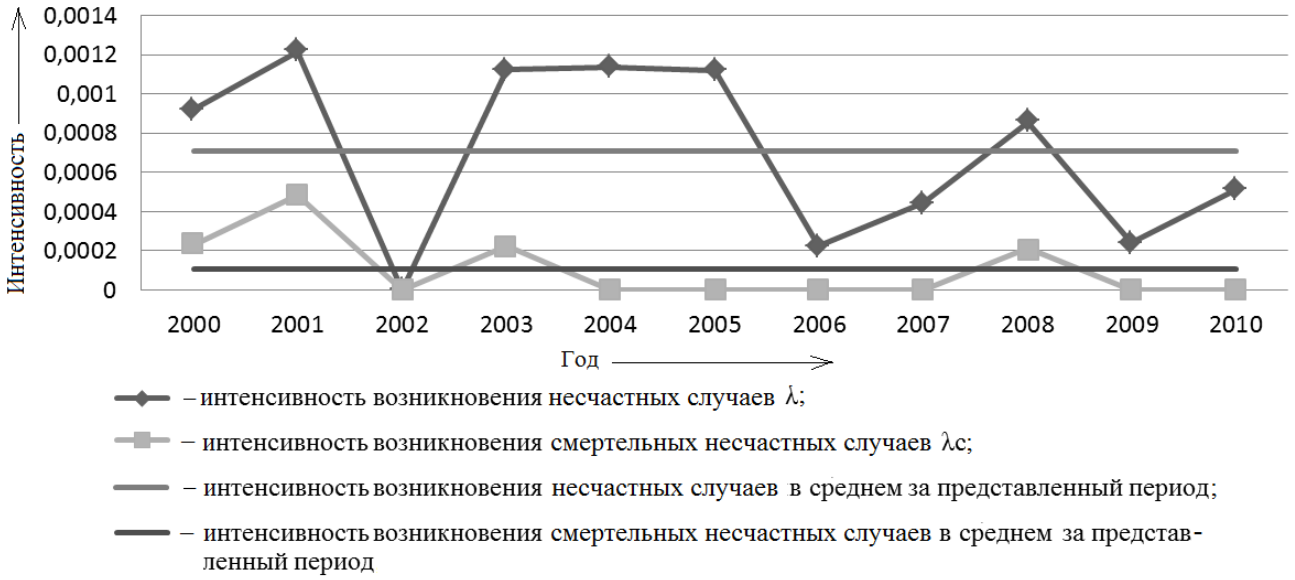


Рисунок 2 – Динамика изменения интенсивности возникновения несчастных случаев

Как показала практика, результаты анализа травматизма характеризуются крайне низкой информативностью для выявления причинно-следственных связей на уровне структурного подразделения, поэтому в рамках пилотного проекта во всех структурных подразделениях Центральной дирекции по ремонту пути был введен учет микротравм, частота появления которых на порядок выше. Шаблон журнала для учета микротравм представлен в таблице 3. Расчет интенсивности получения микротравм производится по формуле:

$$\lambda^{\text{м}} = \frac{m}{N_{\text{ср}}\Delta T}, \qquad (2)$$

где m – количество полученных микротравм.

Расчет интенсивности получения микротравм производится для различных сочетаний факторов в соответствии с таблицей 3 в рамках структурного подразделения и в целом для структурного подразделения.

Таблица 3 – Журнал учета микротравм

№ п/п	Наименование должности	Дата и время получения микротравмы	Вид микротравмы (ушиб, порез, ожог, растяжение и т. д.)	Обстоятельства получения микротравмы	Подробные сведения учета микротравм (в соответствии с классификатором)						Примечания	Время, потраченное на оказание медицинской помощи
					время от начала производства работ	обращение в мед. учреждение (да/нет)	источник микротравмы (оборудование, инструмент)	операция (этап) технологического процесса	место, где произошла микротравма (цех, перегон)	причина микротравмы		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Результаты расчета сводятся в шесть матриц рисков микротравмирования, где строки и столбцы представляют собой допустимые сочетания факторов в соответствии с таблицей 4. Примером такой матрицы для сочетания «профессии – причины» является таблица 5.

Таблица 4 – Допустимые сочетания факторов матрицы рисков

Факторы	Профессии	Причины	Опасности	Характер повреждения
Профессии		1	2	3
Причины			4	5
Опасности				6
Характер повреждения				

Таблица 5 – Матрица рисков микротравмирования «профессии – причины»

Профессии	Причины				Всего
	неудовлетворительная организация и контроль за производством работ	неприменение СИЗ	использование неисправного оборудования, инструмента	нарушение дисциплины труда	
Монтер пути	0,07843137	0,04901961	0,06862745	0,05882353	0,25490196
Машинист	0,05714286	0,01428571	0	0,07142857	0,14285714
Слесарь	0,05	0,05	0,05	0,05	0,2
Мастер	0,08333333	0,04166667	0	0	0,125
Водитель	0	0	0,1	0,1	0,2

Для анализа динамики изменения интенсивности получения микротравм в структурных подразделениях региональной дирекции результаты расчетов сводятся в таблицу 6.

Таблица 6 – Динамика изменения интенсивности получения микротравм в структурных подразделениях региональной дирекции

№ п/п	Структурное подразделение	Год				
		2012	2013	2014	2015	…
1	ПМС-1	0,104166667	0,09375			
2	ПМС-2	0,096	0,093333333			
3	ПМС-3	0,09756097	0,09268292			
4	ПМС-4	0,10256410	0,09736842			

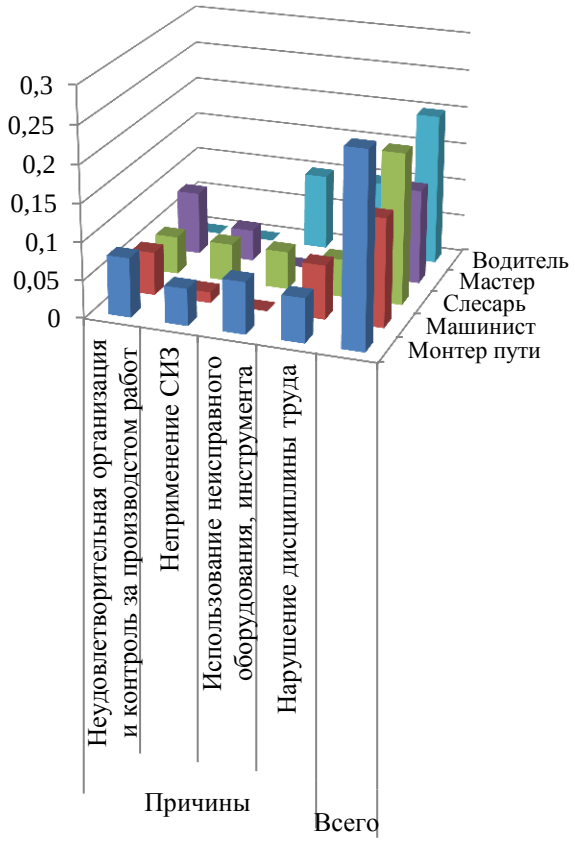


Рисунок 3 – Диаграмма микротравмирования «профессии – причины»

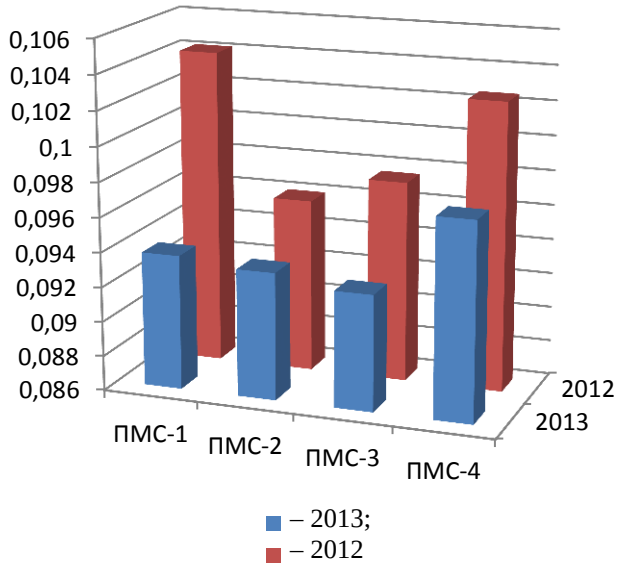


Рисунок 4 – Диаграмма динамики изменения интенсивности получения микротравм в структурных подразделениях региональной дирекции

При этом важно отметить наличие явной корреляционной связи между травмированием и микротравмированием, что позволяет на основе большего на порядки объема данных по микротравмированию прогнозировать, а следовательно, предупреждать, более тяжелые несчастные случаи.

Интенсивность возникновения профессиональных заболеваний рассчитывается по формуле:

$$\lambda_{\text{п.з}} = \frac{d}{N_{\text{ср}} \Delta T}, \qquad (3)$$

где d – количество профессиональных заболеваний.

В таблице 7 и на рисунке 5 представлены значения интенсивности возникновения профессиональных заболеваний по данным работы [6].

Таблица 7 – Интенсивность возникновения профессиональных заболеваний по профессиям

Наименование профессии	Интенсивность возникновения профессионального заболевания λ
Машинисты путевых машин	0,0000326
Монтеры пути	0,00000279
Дежурные по переезду	0,000000617
Операторы дефектоскопных тележек	0,000000378

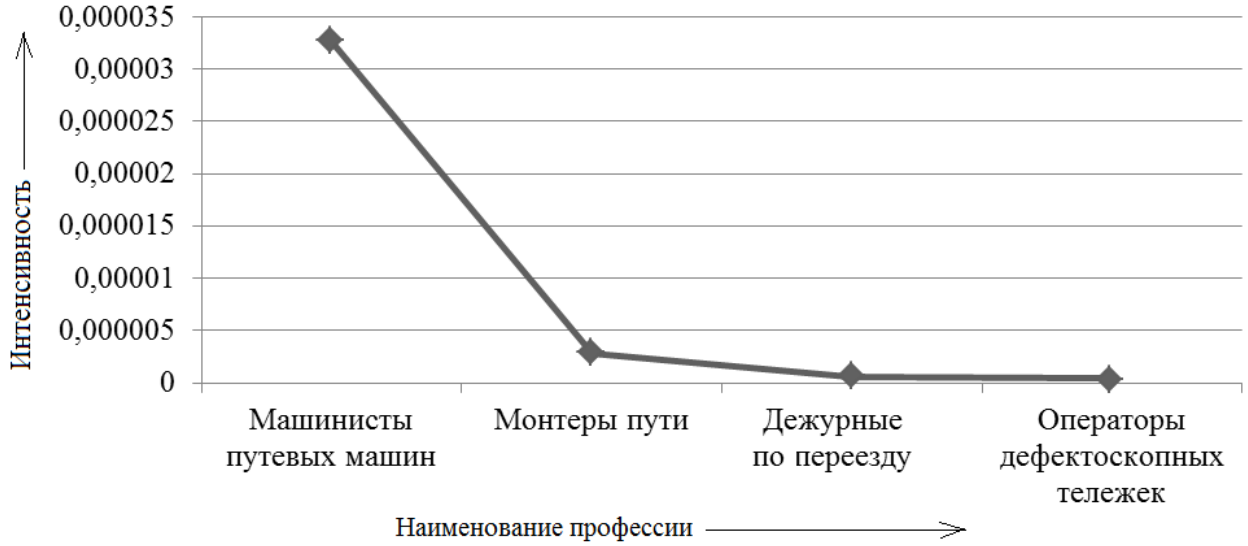


Рисунок 5 – Интенсивность возникновения профессиональных заболеваний

Ущерб, полученный в результате возникновения обозначенных выше нежелательных событий, может быть оценен по методике [7].

Полученные в результате расчета на базе методологии «УРРАН» данные используются на центральном и региональном уровне для проведения анализа и оценки риска.

Вместе с тем задачи анализа условий труда на рабочем месте и адресного планирования мероприятий по их улучшению, учитывающих реально существующие опасности на рабочих местах, можно качественно выполнить, используя экспертные методы, которые позволяют идентифицировать опасности для конкретных профессий работников в подразделении. При этом для получения более качественного результата в процесс анализа необходимо вовлекать и самих работников и специалистов предприятия.

Для проведения экспертного анализа в рамках структурного подразделения формируется рабочая группа экспертов, в которую входят главный инженер, инженер по охране труда, технолог и другие специалисты по усмотрению руководителя структурного подразделения [6]. Составляющими экспертного анализа являются анкетирование работников и протокол наблюдения рабочей группы. Анкетирование позволяет учесть при проведении исследования мнения и особенности личностных характеристик работников. Опросные листы (анкеты) содержат следующие категории составляющих производственной деятельности:

- личностные характеристики;
- подверженность опасным и вредным производственным факторам;
- травмы, микротравмы, заболевания;
- организация трудового процесса, психологические условия;
- организация рабочего времени;
- исполнение работодателем работ, касающиеся охраны и безопасности труда;
- обучение.

Формирование протокола наблюдения на основе экспертных заключений (работа рабочей группы) помогает выявлять потенциальные опасности для работника на его рабочем месте.

На основе полученных результатов работы группа экспертов формирует реестр рисков, которые ранжируются по уровню (таблица 8). Для рисков, являющихся недопустимыми, разрабатываются корректирующие и предупреждающие мероприятия.

Таблица 8 – Пример реестра недопустимых рисков

РЕЕСТР НЕДОПУСТИМЫХ РИСКОВ

УТВЕРЖДАЮ
Должность:_____
Ф.И.О.:_____/_____

«____»_____201_г.

Наименование профессии	Название опасности	Шифр действующего риска	Корректирующие мероприятия	Планируемый риск
Монтер пути	Наезд подвижного состава	25	1. Приобретение и оборудование фронта работ на двухпутных и многопутных участках системами оповещения (типа Минимел) и новейшими системами ограждения (ЭЛОД-160). Приобретение защитных касок со встроенными в наушники переговорными радиостанциями. Приобретение мегафонов, радиостанций, автоматических оповестительных сигнализаций (в соответствии с технологией производства работ). 2.Оборудование фронта работ на двухпутных и многопутных участках временными ограждениями и автоматическими предупредительными устройствами. 3.Увеличение количества сигналистов в штатном расписании. Обучение сигналистов	16
	Пожар в разъездном (жилом) вагоне	20	Ремонт вагонов. Включение в инвестиционную программу приобретения новых вагонов для проживания и сопровождения машин. Полная замена парка жилых вагонов и вагонов, предназначенных для «турной езды» (1973 – 1974 гг. постройки). Приобретение газоанализаторов. Обработка противопожарным раствором. Оснащение вагонов системами объемного тушения	12
	Придавливание рук или ног при выполнении погрузочно-разгрузочных работ	16	1. Приобретение необходимого объема грузозахватных приспособлений (траверсы, челночные приспособления, стропы и т. п.) для путеукладочных кранов в соответствии с требованиями к устройству и безопасной эксплуатации (РД 10-231-98). 2.Проведение совместных практических занятий (машинист укладочного крана (УК), машинист козлового крана, монтер пути – стропальщик) по применению знаковой сигализации	10
	…			

Члены рабочей группы:

Должность	Ф.И.О.	Подпись
1.		
2.		
3.		
4.		

Следует отметить, что в рамках пилотных проектов традиционная технология проведения вводного, первичного и целевого инструктажей была дополнена картой рисков, сформированной на основе полученного реестра потенциальных рисков по профессиям.

Таким образом, по нашему мнению, методическая основа системы управления профессиональными рисками должна включать в себя следующие этапы [8]:

1. Установка порядка организации работ по оценке рисков:

определение ответственности и полномочий;

обозначение этапов работ и их сроков.

2. Проведение базовой (первичной) оценки рисков на основе постфактумных событий:

травматизм;

заболевания;

микротравмы;

результаты аттестации рабочих мест;

результаты анализа потенциальной опасности технических устройств.

3. Ранжирование подразделения по итогам базовой (первичной) оценки рисков.

4. Проведение детальной (углубленной) оценки рисков для основных профессий в подразделении (на основе экспертных методов):

анкетирование работников для выявления травмоопасных профессий;

экспертная оценка потенциальных опасностей и определение величины действительного и планируемого значения рисков травмоопасных профессий.

5. Итоговое формирование распределения потенциальных рисков по профессиям.

6. Формирование обобщенного реестра рисков по подразделениям.

7. Разработка программы корректирующих мероприятий на основе оцененных рисков в структурных подразделениях.

8. Мониторинг и контроль эффективности корректирующих мероприятий.

Представленные подходы в совокупностями с практиками, реализованными в рамках пилотных проектов Горьковской, Октябрьской железных дорог и в Центральной дирекции по ремонту пути, позволяют формировать систему управления профессиональными рисками в рамках существующей системы управления охраной труда, в том числе с учетом разработанной методологии «УРРАН».

Список литературы

1. Аксенов, В. А. Ход реализации пилотного проекта по внедрению менеджмента рисков на полигоне Октябрьской дирекции по ремонту пути. Техносферная и экологическая безопасность на транспорте [Текст] / В. А. Аксенов, Д. Л. Раенок, А. М. Завьялов // Материалы III междунар. науч.-практ. конф. / Петербургский гос. ун-т путей сообщения. – Санкт-Петербург, 2012. – С. 208 – 212.

2. Гапанович, В. А. Методические рекомендации по определению критериев допустимого уровня профессиональных рисков работников ОАО «РЖД» / В. А. Гапанович. – М., 2012.

3. Морозов, В. Н. Методика анализа и оценки профессиональных рисков в ОАО «РЖД» / В. Н. Морозов. – М., 2005. – 84 с.

4. Гапанович, В. А. Универсальный инструмент поддержки принятия решений [Текст] / В. А. Гапанович // Железнодорожный транспорт. – 2012. – № 10. – С. 16 – 23.

5. СТО РЖД 02.042-2011. Управление ресурсами, рисками и надежностью на этапах жизненного цикла (УРРАН). Системы, устройства и оборудование хозяйства автоматики и телемеханики. Требования надежности и функциональной безопасности [Текст]. – М., 2011. – 15 с.

6. Дополнение к методике анализа и оценки профессиональных рисков в ОАО «РЖД» [Текст] / Ростовский гос. ун-т путей сообщения. – Ростов-на-Дону, 2008. – 41 с.

7. Попов, В. А. Методика оценки размера ущерба, вызванного авариями на опасных производственных объектах ОАО «РЖД», несчастными случаями на производстве, профессиональными заболеваниями, происходящими с работниками структурных подразделений [Текст] / В. А. Попов. – М., 2007. – 19 с.

8. Аксенов, В. А. Формирование методики анализа и оценки профессиональных рисков в системе управления охраной труда линейных структурных подразделений железнодорожного транспорта [Текст] / В. А. Аксенов, А. М. Завьялов, А. В. Матафонов // Наука и техника транспорта / МИИТ. – М., 2013. – № 2. – С. 93 – 106.

УДК 621.436:629.424.1

ВЕРОЯТНОСТНАЯ МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Анисимов Александр Сергеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: anisimovas1971@mail.ru

Сковородников Евгений Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.

Чулков Алексей Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.

Предлагается вероятностная модель формирования режимов нагрузки дизель-генераторной установки магистральных тепловозов с учетом мощности вспомогательных агрегатов в условиях их эксплуатации на примере тепловозов 2ТЭ10М.

Ключевые слова: *тепловоз, дизель-генераторная установка, вспомогательное оборудование, режимы работы, законы распределения*.

PROBABILISTIC MODEL OF FORMATION OF MODES OF OPERATION OF DIESEL DIESEL GENERATOR SETS IN OPERATION

Anisimov Alexander Sergeevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., the senior lecturer of the departament «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17.
E-mail: anisimovas1971@mail.ru

Skovorodnikov Evgenie Ivanovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the departament «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17.

Chulkov Alexey Vladimirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Ph. D., the senior lecturer of the departament «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-34-17.

Offers a probabilistic model of formation of modes load of diesel-generator unit locomotives given the power of auxiliary units in conditions of their operation on the example of locomotives 2TE10M.

Keywords: *locomotive, a diesel-generator set, auxiliary equipment, modes of distribution laws*.

УДК 629.424.3:621.436

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА НАГРЕВА ТОПЛИВНОГО ТРУБОПРОВОДА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Балагин Олег Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: BalaginOV@omgups.ru

Балагин Дмитрий Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Преподаватель кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: BalaginDV@omgups.ru

В статье представлены математическая модель процесса нагрева топливного трубопровода высокого давления топливной аппаратуры тепловозных дизелей и результаты расчета температуры его внешней поверхности при различных температуре окружающего воздуха и техническом состоянии топливной аппаратуры.

Ключевые слова: *топливная аппаратура, математическая модель, дизель, тепловизионный контроль, топливный трубопровод высокого давления, топливный насос высокого давления, форсунка, цилиндр, термограмма*.

MATHEMATICAL MODEL OF FUEL HEATING OF THE HIGH PRESSURE PIPELINE OF DIESEL ENGINES FUEL EQUIPMENT

Balagin Oleg Vladimirovich
Omsk State Transport Univirsity (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D. in Technical Sciences, the senior lecturer of the department «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-72.
E-mail: BalaginOV@omgups.ru

Balagin Dmitry Vladimirovich
Omsk State Transport Univirsity (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.

Teacher of the department «Locomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-72.
E-mail: BalaginDV@omgups.ru

In article presented the mathematical model of fuel heating of the high pressure pipeline of diesel engines fuel equipment and calculation results of temperature of its external surface at various temperatures air and the fuel equipment technical conditions.

Keywords: *fuel equipment, mathematical model, diesel engine, thermavision control, pipeline of a high pressure, fuel pump of a high pressure, fuel injectors, cylinder, heat pattern.*

УДК 534.231.2

ПРАКТИКА ИСПОЛЬЗОВАНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ РЕМОНТЕ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Вельц Яков Яковлевич
НПО «Ультразвуковые системы»
644010, г. Омск, ул. Валиханова, 11.
Кандидат технических наук, директор НПО «Ультразвуковые системы».
Тел.: (3812) 21-10-39.
E-mail: ultrasist@mail.ru

В статье рассмотрены теоретические и прикладные задачи ультразвуковой очистки деталей подвижного состава во время ремонта. Отмечены особенности ультразвуковых воздействий в ванне с ограниченными размерами и результаты моделирования с использованием пакета MatCAD. Приведены результаты конкретного применения ультразвуковых технологий при ремонте подвижного состава.

Ключевые слова: *ультразвук, моделирование, технологии, ремонт.*

THE PRACTICE OF USING ULTRASOUND TECHNOLOGIES IN REPAIRS OF THE ROLLING STOCK

Velts Yakov Yakovlevich
RPA «Ultrasound systems».
52, Valikhanova str., Omsk, 644010, Russia.
Ph. D., leader of RPA «Ultrasound systems».
Phone: (3812) 21-10-39.
E-mail: ultrasist@mail.ru

The article deals with theoretical and applied problems of ultrasonic cleaning of parts of rolling stock during the repair. Marked by features of ultrasonic influences in the bath with the limited sizes and the results of the simulation with the use of package Mathcad. Given the results of specific applications.

Keywords: *ultrasound, modeling , technologies, repair.*

УДК 621.534;888

СИСТЕМА ВИБРАЦИОННОЙ ЗАЩИТЫ ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЗВЕНЬЕВ, ПРЕОБРАЗУЮЩИХ ДВИЖЕНИЕ

Елисеев Сергей Викторович
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Доктор технических наук, профессор, директор научно-образовательного центра «Современные технологии, системный анализ и моделирование», ИрГУПС.
Тел.: (3952) 59-84-28.
E-mail: eliseev_s@inbox.ru

Ермошенко Юлия Владимировна
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Кандидат технических наук, доцент, декан факультета заочного обучения, ИрГУПС.
Тел.: (3952) 59-84-28.
E-mail: ermosh_emf@irgups.ru

Трофимов Андрей Нарьевич
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Кандидат технических наук, директор инженерного центра, ИрГУПС.
Тел.: (3952) 59-84-28.
E-mail: trofimov_an@irgups.ru

Рассматриваются возможности расширения типового набора элементарных звеньев механических колебательных систем. В качестве примера устройств для преобразования движения предлагаются рычажные и винтовые несамотормозящиеся механизмы. Введение устройств соответствует введению элементарного звена, имеющего передаточную функцию дифференцирующего звена второго порядка. Предлагается метод построения передаточных функций для определения режимов динамического гашения колебаний.

Ключевые слова: *динамическое гашение колебаний, устройства для преобразования движения, виброзащитные системы, передаточные функции механических систем.*

SYSTEMS OF VIBROPROTECTION OF EQUIPMENT ON BASIS OF USING TRANSFORMATION OF RELATIVE MOVEMENTS OF LINKS

Eliseev Sergei Victorovich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Doc. Sci. Tech., the full professor, director of scientific-educational center «Modern technology, system analysis and modeling», ISTU.
Phone: (3952) 59-84-28.
E-mail: eliseev_s@inbox.ru

Ermoshenko Yulia Vladimirovna
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.

Ph. D., the senior lecturer, dean of Faculty of extramural education, ISTU.
Phone: (3952) 59-84-28.
E-mail: ermosh_emf@irgups.ru

Trofimov Andrei Narievich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Ph. D., chief of engeneering center of ISTU.
Phone: (3952) 59-84-28.
E-mail: trofimov_an@irgups.ru

Possibilities of expansion of settle of typical elementary links of mechanical oscillation systems are considered. As examples of links for transformation of movement the screw and level mechanisms are offered. Introduction of new links is equivalent of elementary links with transfer function of differential of second order. The method for definition of parameters of dynamical absorbtions of oscillation are offered.

Keywords: *dynamical absorbtion of oscillation, mechanisms for transformation of relative movement, vibroprotection systems, transfer functions of mechanical systems.*

УДК 621.396.6

СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ НАПОРА УСТАНОВОК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ СО СКАЛЯРНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Лысенко Олег Александрович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрическая техника», ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-31-65.
E-mail: deolas@mail.ru

Хамитов Рустам Нуриманович
Омский государственный технический университет (ОмГТУ).
644050, г. Омск, пр. Мира, 11.
Доктор технических наук, доцент кафедры «Электрическая техника», ОмГТУ.
Тел.: (3812) 65-31-65.
E-mail: Apple_27@mail.ru

Предложена система стабилизации напора в насосных установках со скалярным управлением асинхронным электродвигателем. Расчет переходных процессов в насосной установке с использованием пакета Simulink показал работоспособность системы и устойчивую работу как при пуске двигателя, так и при сбросе / набросе нагрузки.

Ключевые слова: *асинхронный электродвигатель, скалярное управление частоты, стабилизация напора.*

SYSTEM OF STABILIZATION OF THE PRESSURE OF INSTALLATIONS OF CENTRIFUGAL PUMPS WITH SCALAR MANAGEMENT OF FREQUENCY OF ROTATION OF THE ASYNCHRONOUS ENGINE

Lysenko Oleg Aleksandrovich
Omsk State Technical University (OmSTU).
11, World av., Omsk, 644050, Russia.
Ph. D. in Technical Sciences, the senior lecturer of the departament «Electric technics», OmSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.
E-mail: deolas@mail.ru

Khamitov Rustam Nurimanovich,
Omsk State Technical University (OmSTU).
11, World av., Omsk, 644050, Russia.
Dr. Sci. Tech., the senior lecturer of the departament «Electric technics», OmSTU.
Phone: (3812) 65-31-65.
E-mail: Apple_27@mail.ru

The system of stabilization of a pressure in pump installations with scalar management of the asynchronous electric motor is offered. Calculation of transients in pump installation with use of a Simulink package showed operability of system and steady work both at engine start-up, and when dumping / increase loadings.

Keywords: *asynchronous electric motor, scalar management of frequency, pressure stabilization.*

УДК: 629.4.069

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ

Носырев Дмитрий Яковлевич
Самарский государственный университет путей сообщения (СамГУПС).
443066, г. Самара, 1-й Безымянный пер., д. 18.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы», СамГУПС.
Тел.: (846) 262-41-12.
E-mail: tfmkdl@mail.ru

Свечников Александр Александрович
Самарский государственный университет путей сообщения (СамГУПС).
443066, г. Самара, 1-ый Безымянный пер., д. 18.
Аспирант, преподаватель кафедры «Локомотивы», СамГУПС.
E-mail: alexzander751@mail.ru

Статья посвящена расчетно-экспериментальным исследованиям газовоздушной системы тепловозного дизеля, усовершенствованной циклоном-электрофильтром. Основное внимание уделяется определению эффективности работы разработанной газовоздушной системы. Построена математическая модель газодинамических процессов газовоздушной системы, которая позволяет оценить влияние геометрической конфигурации и электродинамических воздействий на процесс очистки отработавших газов от твердых загрязнителей. Проведено сравнение полученных расчетных данных с экспериментальными.

Ключевые слова: *газовоздушная система тепловоза, дизель, очистка газовых выбросов, сажа, циклон-электрофильтр, биполярный коронный разряд, агломерация, степень очистки.*

SETTLEMENT PILOT STUDIES OF AIR-GAS SYSTEM OF THE DIESEL LOCOMOTIVE

Nosyrev Dmitrij Jakovlevich
Samara State Transport University (SSTU).
18, 1-j Bezymjannyj, Samara, 443066, Russia.
Doctor of engineering sciences, professor of chair «Locomotives», SSTU.
Phone: (846) 262-41-12,
E-mail: tfmkdl@mail.ru

Svechnikov Aleksandr Aleksandrovich
Samara State Transport University (SSTU).
18, 1-yj Bezymjannyj, Samara, 443066, Russia.
Post-graduate student, teacher of chair «Locomotives», SSTU.
E-mail: alexzander751@mail.ru

Article is devoted to settlement pilot studies of air-gas system of the diesel locomotive improved by a cyclone-electrofilter. The main attention is paid to determination of the overall performance, the developed air-gas system. The mathematical model of gasdynamic processes of air-gas system which allows to estimate influence of a geometrical configuration and electro-dynamic impacts on process of purification of the fulfilled gases from firm soot is constructed. Comparison of the obtained settlement data with experimental is carried out.

Keywords: *air-gas system of a locomotive, diesel, cleaning of gas emissions, soot, cyclone-electrofilter, bipolar crown category, agglomeration, extent of cleaning.*

УДК 621.236.038

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО АНАЛИЗУ ДВИЖЕНИЯ ИГЛЫ ФОРСУНКИ

Сковородников Евгений Иванович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Локомотивы», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-34-17.
E-mail: skevich45@gmail.com

Михайлова Лариса Юрьевна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирантка ОмГУПСа.
Тел.: (3812) 60-80-28.
E-mail: makushev321@mail.ru

Предложен способ диагностирования, позволяющий на работающем двигателе определить диаграмму движения иглы распылителя с использованием датчика давления, установ-

ленного в полости над иглой форсунки, оценить фактический угол опережения подачи топлива и техническое состояние форсунки дизеля.

Ключевые слова: *способ, диагностирование, форсунка, распылитель, опережение впрыска, движение иглы, неисправность.*

DIAGNOSTICS OF THE FUEL EQUIPMENT OF DIESEL DIESELS ACCORDING TO THE ANALYSIS OF MOVEMENT OF A NEEDLE NOZZLE

Skovorodnikov Evgeny Ivanovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av, Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the department «Lokomotives», OSTU.
Phone: (3812) 31- 34-17.
E-mail: skevich45@gmail.com

Mikhaylova Larisa Yurevna
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av, Omsk, 644046, Russia.
Postgraduate student of the department «Lokomotives», OSTU.
Phone: (3812) 35- 05-60.
E-mail: makushev321@mail.ru

The way of diagnosing allowing without removal and dismantling of a nozzle on the working engine to define the chart of movement of a needle of a spray by means of the sensor of pressure, established in a cavity over a nozzle needle is offered, to estimate the valid corner of an advancing of injection of fuel and a technical condition of a nozzle of the diesel.

Keywords: *way, diagnosing, nozzle, spray, injection advancing, needle movement, malfunction.*

УДК 629.423.33

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ ТОКОПРИЕМНИКА

Смердин Александр Николаевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
E-mail: smerdinan@omgups.ru

Голубков Антон Сергеевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ОмГУПС.
E-mail: golubkovas@omgups.ru

Капралова Марина Анатольевна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирантка ОмГУПСа.
E-mail: marad2104@mail.ru

В статье приводятся спектры обтекания воздушным потоком аэродинамического устройства токоприемника «АИСТ», полученные путем расчета, с использованием которых определены аэродинамические характеристики данного устройства. Приведены экспериментальные аэродинамические характеристики токоприемника «АИСТ» тяжелого и легкого типа, оснащенного аэродинамическим устройством.

Ключевые слова: *токоприемник, аэродинамическое устройство, угол атаки, рабочая высота, спектр обтекания, аэродинамические характеристики*.

IMPROVEMENT OF AN AERODYNAMIC SUBSYSTEM OF A CURRENT COLLECTOR

Smerdin Alexandr Nikolaevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Sci. Tech., associate professor of departament «Power supply of Railroad Transport», OSTU.
E-mail: smerdinan@omgups.ru

Golubkov Anton Sergeevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Cand. Sci. Tech., associate professor of departament «Power supply of Railroad Transport», OSTU.
E-mail:: golubkovas@omgups.ru

Kapralova Marina Anatolevna
Omsk State Transport Univirsity (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student, OSTU.
E-mail: marad2104@mail.ru

Flow ranges are given in article by an air stream of the aerodynamic device of a current collector the AIST, received by calculation, using which aerodynamic characteristics of this device are defined. Experimental aerodynamic characteristics of a current collector the AIST of heavy and easy type with use of the aerodynamic device are provided.

Keywords: *current collector, aerodynamic device, angle of attack, working height, a flow spectrum, aerodynamic characteristics.*

УДК 629.471

ОРГАНИЗАЦИЯ РЕМОНТА ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ БУКСОВЫХ УЗЛОВ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Шимохин Антон Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.

Аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31- 06-72.
E-mail: toshashimm@yandex.ru

В статье рассматриваются организация и совершенствование процесса ремонта буксовых узлов подвижного состава по результатам диагностики. Приводятся диагностическая модель объекта и методика совершенствования ремонта по фактическому состоянию с применением технической диагностики и аналитических средств, основанная на концепции ТРМ.

Ключевые слова: *буксовый узел, планирование ремонтов, контрольные карты, фактическое состояние узла, концепция ТРМ.*

THE ORGANIZATION OF REPAIR ON AN ACTUAL CONDITION AXLE BOX UNITS OF A ROLLING STOCK

Shimohin Anton Vladimirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
The post-graduate student of the departament «Cars and a carload facilities», OSTU.
Phone: (3812) 31- 06-72.
E-mail: toshashimm@yandex.ru

In clause the organization and perfection of process of repair axle box units of a rolling stock by results of diagnostics is considered. The diagnostic model of object, and also a technique of perfection of repair on an actual condition with application of technical diagnostics and the analytical means, based on concept TPM is resulted.

Keywords: *axle box unit, planning of repairs, control cards, an actual condition of unit, concept TPM.*

УДК 629.423; 621.355

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ И МОЩНОСТИ НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ГРУЗОВОГО ЭЛЕКТРОВОЗА ПОСТОЯННОГО ТОКА

Авилов Валерий Дмитриевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Электрические машины и общая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-18-27.
E-mail: emoe@omgups.ru

Москалев Юрий Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины и общая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-18-27.
E-mail: yuriyvm@mail.ru

Писаренко Сергей Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Электрические машины и общая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-18-27.
E-mail: emoe@omgups.ru

Одним из способов повышения эффективности рекуперативного торможения является использование накопителя энергии на борту электровоза для поглощения избыточной электроэнергии рекуперации. В статье рассмотрен подход к определению необходимой энергоемкости и мощности накопителя энергии для грузового электровоза постоянного тока с учетом передачи части энергии рекуперации в тяговую сеть.

Ключевые слова: *рекуперация, накопитель энергии, тяга поездов, электроэнергия*.

AN ENERGY STORAGE DEVICE PARAMETERS DETERMINATION FOR ELECTRICAL LOCOMOTIVES OF DC RAILWAY

Avilov Valeriy Dmitrievich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the department «Electric machines and electrical engineering», OSTU.
Phone.: (3812) 31-18-27.
E-mail: emoe@omgups.ru

Moskalev Yuriy Vladimirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., the senior lecturer of the department «Electric machines and electrical engineering», OSTU.
Phone.: (3812) 31-18-27.
E-mail: yuriyvm@mail.ru

Pisarenko Sergey Alexandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the department «Electric machines and electrical engineering», OSTU.
Phone.: (3812) 31-18-27.
E-mail: emoe@omgups.ru

There is the way for increasing efficiency of recuperative braking, using an energy storage device on electrical locomotives of DC railway. This device must store a part of recuperative energy. In the article the approach was considered, which allows to find parameters of an energy storage device, this device must be placed on electrical locomotives of DC railway, a part of recuperative energy can be returned to electrical network.

Keywords: *recovery, energy storage, traction trains, electrical energy*.

УДК 621.336

ФОРМИРОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ ПЕРИОДОВ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТНЫМ МЕТОДОМ

Бардушко Валерий Данилович
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Электроснабжение железнодорожного транспорта», ИрГУПС.
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Тел.: (3952) 63-83-45.
E-mail: barvadan@iriit.irk.ru

В статье рассматривается вопрос методологии остановки имитационного моделирования при использовании современных инструментальных средств, каковым является, например, среда MatLab. В частности, проанализированы факторы, определяющие длительность моделирования при заданном уровне точности искомых результатов.

Ключевые слова: *имитационное моделирование, системы электроснабжения, потери электроэнергии, заданная доверительная вероятность.*

FORMATION OF THE ACCOUNTING PERIODS FOR SIMULATION MODELING OF THE SYSTEM OF TRACTION PROBABILISTIC METHOD

Bardushko Valeriy Danilovich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
Dr. Sci. Tech., professor, head of the departament «Power supply rail», ISTU.
15, Chernyshevskogo str., Irkutsk, 664074, Russia.
Phone: (3952) 63-83-45.
E-mail: barvadan@iriit.irk.ru

The article deals with the question of methodology stop imitation modeling when using modern instruments of mental resources, which are, for example, was Wednesday MatLab. In particular, analysis of factors that determine the duration of the simulation for a given level of accuracy desired results.

Keywords: *simulation modeling, power systems, power losses given confidence level.*

УДК 621.372.21: 681.3.068

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В КОНТАКТНЫХ СЕТЯХ СИСТЕМЫ ТЯГОВОГО ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ

Пашкова Наталья Викторовна
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая электротехника», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-88.
E-mail: nvp78@mail.ru

В статье рассмотрены особенности расчета нестационарных волновых процессов в системе тягового электроснабжения. Математическая модель для расчета волновых процессов в контактных сетях построена на основе модификации преобразования Лапласа в сочетании с использованием рядов Фурье. Осуществлено моделирование системы электроснабжения для выявления особенностей волновых процессов в тяговых сетях.

Ключевые слова: *нестационарные волновые процессы, контактная сеть, длинная линия, преобразование Лапласа, ряды Фурье.*

MATHEMATICAL MODEL FOR CALCULATING OF THE UNSTEADY WAVE PROCESSES AT CONTACT NETWORK OF THE SYSTEM OF TRACTION ELECTRIC SUPPLY

Pashkova Natalia Viktorovna
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk 644046, Russia.
Ph.D., the senior lecturer of the department «Theoretical the electrical engineer», OSTU.
Phone: (3812) 31-06-88.
E-mail: nvp78@mail.ru

This article describes the features of the calculation of the unsteady wave processes in the system of traction electric supply. Mathematical model for calculation of wave processes at contact networks based on modified Laplace transform combined with using Fourier series. Practiced modeling of power supply system for identifying characteristics of wave processes in traction networks.

Keywords: *unsteady wave processes, contact network, long line, Laplace transform, Fourier series.*

УДК 621.317

ИЗМЕРЕНИЕ СДВИГОВ ФАЗ В ТЯГОВЫХ СЕТЯХ ПЕРЕМЕННОГО ТОКА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Петров Владимир Владимирович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматика и системы управления», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-05-89.
E-mail: PetrovVV@omgups.ru

Когут Алексей Тарасович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматика и системы управления», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-05-89.
E-mail: kogutat@gmail.com

Лаврухин Андрей Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Автоматика и системы управления», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-05-89.
E-mail: lavruhinaa@gmail.com

В работе выполнен анализ причин возникновения погрешностей измерения сдвигов фаз гармонических составляющих в тяговых сетях электроснабжения железнодорожного транспорта и описан способ повышения точности измерения.

Ключевые слова: *фаза, измерение, нелинейность, гармоники, помехи, вероятность, мода, точность.*

MEASUREMENT OF PHASE SHIFTS IN THE AC TRACTION RAILWAY NETWORKS

Petrov Vladimir Vladimirovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Automation and control systems», OSTU.
Phone: (3812) 31-05-89.
E-mail: PetrovVV@omgups.ru

Kohut Alexey Tarasovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the department «Automation and control systems», OSTU.
Phone: (3812) 31-05-89.
E-mail: kogutat@gmail.com

Lavrukhin Andrey Aleksandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Automation and control systems», OSTU.
Phone: (3812) 31-05-89.
E-mail: lavruhinaa@gmail.com

Analysis of the causes of errors of measurement of phase shifts of harmonic components in electrical railway traction networks and describes how to improve the accuracy of measurement.

Keywords: *phase measurement, non-linearity, harmonics, noise, probability, mode, accuracy.*

УДК 004.62

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ И ТОЧНОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ОТСЧЕТОВ СИГНАЛА ПРИ НЕРАВНОМЕРНОЙ ДИСКРЕТИЗАЦИИ В ТРАКТЕ АНАЛОГО-ЦИФРОВОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОММУНИКАЦИОННОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМОГО НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Фирсанов Константин Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Системы передачи информации», ОмГУПС.
E-mail: konstantin.firsanov@gmail.com

В статье рассматриваются устойчивость и точность восстановления сигналов при периодически неравномерной дискретизации с использованием базисных функций sinc. *Точность и устойчивость рассмотрены для различных порядков системы преобразования, периода между базисными функциями, смещения базисных функций относительно восстанавливаемого отсчета.*

Ключевые слова: *аналого-цифровое преобразование, динамический диапазон, железнодорожный транспорт, точность преобразования, восстановление сигнала, неравномерная дискретизация, интерполяция.*

THE ESTIMATION OF ACCURACY AND CAPABILITY FOR RESTORATION OF UNEVEN SAMPLED SIGNAL IN ANALOG-DIGITAL CONVERSION UNIT OF RAILWAY TRANSPORT COMMUNICATION EQUIPMENT

Firsanov Konstantin Alexandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the department « Information transfer system », OSTU.
E-mail: konstantin.firsanov@gmail.com

The article covers stability and accuracy for restoration of uneven sampled signals, sinc *using basis functions. The accuracy and stability are explored for different transfer system orders, period between basis functions and offset of the basis functions system against restored samples.*

Keywords: *analog to digital conversion, dynamic range, railway transport, transform accuracy, signal restoration, uneven sampling, interpolation.*

УДК 519.6:311

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИНАМИЧЕСКИХ РИСКОВ ПРИ НАЛИЧИИ ОТКАЗОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Краковский Юрий Мечеславович
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Информационные системы», ИрГУПС.
E-mail: kum@stranzit.ru

Лукьянов Дмитрий Анатольевич
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Кандидат технических наук, ИрГУПС.

Начигин Александр Владимирович
Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС).
664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, 15.
Аспирант ИрГУПСа.
E-mail: nachigin@gmail.com

Разработаны алгоритмы и моделирующая программа, позволяющие оценивать показатели финансово-технологического риска, основанного на случайном процессе динамического риска.

Ключевые слова: *динамические риски, показатели опасности, имитационное моделирование, финансово-технологические риски.*

AUTOMATED CALCULATION OF DYNAMIC INDICATORS RISKS IN THE PRESENCE HARDWARE FAILURES

Krakowski Yuri Mecheslavovich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the department «Information systems», ISTU.
E-mail: kum@stranzit.ru

Lukyanov Dmitry Anatolyevich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Ph. D., ISTU.

Nachigin Alexander Vladimirovich
Irkutsk State Transport University (ISTU).
15, Chernyshevskogo st., Irkutsk, 664074, Russia.
Post-graduate student, ISTU.
E-mail: nachigin@gmail.com

The algorithms and modeling program allowing estimating indicators of financial technological risk, based on a random process of dynamic risk.

Keywords: *dynamic risks, indications of danger, imitation modeling financial technological risks.*

УДК 624.154

К ВОПРОСУ ИСПЫТАНИЯ ГРУНТОВ ШТАМПАМИ ПРИ УСТРОЙСТВЕ СВАЙНЫХ ФУНДАМЕНТОВ СТРОЯЩИХСЯ МОСТОВ

Скоркин Владимир Федорович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Старший научный сотрудник, СГУПС.
Тел.: 8(383)328-02-00.
E-mail: nilgeo@sgups.stu.ru

Стефанов Александр Борисович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Старший научный сотрудник, СГУПС.
Тел.: 8(383)328-02-00.
E-mail: a.stefanov@mail.ru

Дубинин Владимир Григорьевич
ОАО «Мостострой-13».
629405, Ямало-Ненецкий АО, г. Лабытнаги, 5, а/я 25.
Заместитель главного инженера, ОАО «Мостострой-13».
E-mail: dvg.mo95@mail.ru

Кайгородов Александр Романович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Ведущий инженер, СГУПС.
Тел.: 8(383)328-02-00.
E-mail: a_kaigorodov@bk.ru

В статье рассмотрены некоторые аспекты испытания грунтов штампом для определения несущей способности свай. Предложены методики испытания свай-оболочек штампом с анкеровкой за оболочку или за обсадную трубу будущей сваи. Такой способ позволяет оценивать сопротивление сваи по ее концу и боковой поверхности.

Ключевые слова: *сваи-оболочки, испытание грунта сваей, испытание грунта штампом, несущая способность свай.*

THE PROBLEM WITH PLATE LOAD TESTS PILE FOUNDATIONS UNDER BRIDGE CONSTRUCTION

Skorkin Vladimir Fedorovich
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Senior Researcher, SSTU.
Phone: 8(383)328-02-00.
E-mail: nilgeo@sgups.stu.ru

Stefanov Aleksandr Borisovich
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Senior Researcher, SSTU.
Phone: 8(383)328-02-00.
E-mail: a.stefanov@mail.ru

Dubinin Vladimir Grigorievich
Public corporation «Mostostroy-13».
5, Labytnagi, Yamalo-Nenetskiy autonomus area, 629405, Russia, post office box 25.
Deputy chief engineer, Public corporation «Mostostroy-13».
E-mail: dvg.mo95@mail.ru

Kaigorodov Aleksandr Romanovich
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Advanced engineer, SSTU.
Phone: 8(383)328-02-00.
E-mail: a_kaigorodov@bk.ru

Some aspects of soil testing are discussed this article to determine the stamp bearing capacity of piles. The techniques of plating tests has been proposed with anchoring of the shell or casing piles future. This method allows you to evaluate the resistance of piles on its end and side surfaces.

Keywords: *pile-shell, pile of soil testing, plate testing soil,bearing capacity of piles.*

УДК 625.1.03

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОПЕРЕЧНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ РЕЛЬСОВ

Суровин Павел Геннадьевич
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Строительная механика», СГУПС.
Тел.: (383) 328-05-42.
E-mail: surovin@stu.ru

В статье предлагается метод измерения поперечных перемещений рельсов. Сделана априорная оценка погрешности метода. Предложены вариант датчика и концепция построения аппаратуры.

Ключевые слова: *перемещение рельса, деформации рельса, тензорезистор, погрешности измерений.*

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE DISPLACEMENT OF RAILS

Surovin Pavel Gennadievich
Siberian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Ph. D., senior lector of the department «Structural Mechanics », SSTU.
Phone: +7 (383) 328-05-42.
E-mail: twm@stu.ru

The paper proposes a method of measuring the transverse displacements of the rails. Made a priori error estimate. A version of the sensor and the concept of construction equipment.

Keywords: *displacement of the rail, the rail deformation, strain gauge, measurement error.*

УДК 629.4.027

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ И ДЕФЕКТОВ РОЛИКОВ БУКСОВОГО ПОДШИПНИКА НА БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ В ЭКСПЛУАТАЦИИ

Галиев Ильхам Исламович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Президент ОмГУПСа, заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-42-19.

Николаев Виктор Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

Сергеев Борис Борисович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-06-72.

Самохвалов Евгений Александрович
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

Лукс Дмитрий Юрьевич
Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС).
644046, г. Омск, пр. Маркса, 35.
Аспирант кафедры «Теоретическая механика», ОмГУПС.
Тел.: (3812) 31-16-88.

Выполнен анализ отказов буксовых узлов тележек грузовых вагонов на сети ОАО «Российские железные дороги» за период с 2010 по 2012 г. Выявлены недостатки данного узла известной конструкции тележки грузового вагона модели 18-100. Определены вертикальные, горизонтальные и продольные нагрузки, действующие на буксовый узел. Выполнено математическое моделирование динамической нагруженности ролика буксового подшипника под воздействием радиальной нагрузки. Оценено влияние динамических нагрузок и дефектов в роликах подшипников буксового узла на безопасность движения вагона.

Ключевые слова: *безопасность движения, тележка модели 18-100, математическое моделирование, роликовый подшипник, буксовый узел, динамическая нагруженность.*

THE INFLUENCE OF DYNAMIC LOADING AND DEFECTS ROLLER BEARING AXLE-BOX ON SAFETY OF MOVEMENT OF FREIGHT CARS IN OPERATION

Galiev Ilham Islamovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
President of OSTU, honored scientist of RF, Dr. Sci. Tech., professor, head of the chair «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-42-19.

Nikolaev Victor Aleksandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.

Phone: (3812) 31-16-88.
E-mail: nikolaevVA@omgups.ru

Sergeyev Boris Borisovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior lector of the departament «Wagons and wagon farm», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Samohvalov Evgeny Alexandrovich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Ph. D., senior lector of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Loucks Dmitriy Yurevich
Omsk State Transport University (OSTU).
35, Marx av., Omsk, 644046, Russia.
Post-graduate student of the departament «Theoretical mechanics», OSTU.
Phone: (3812) 31-16-88.

Analysis of failures of axlebox units of bogies for freight cars in the network of JSC «Russian Railways» for the period from 2010 to 2012, disadvantages of this node known construction trucks of the car of model 18-100. Defined vertical, horizontal and longitudinal loads acting on the buchs site. Mathematical modeling of the dynamic loading roller bearing axle-box under radial load. The influence of dynamic loads and defects in a roller bearing axle-box site on a safety of movement of the carriage.

Keywords: *safety of movement, bogie of 18-100, mathematical modeling, roller bearing, buchs site, dynamic loading.*

УДК 656.212.6.073.22

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗГИБАЮЩИХ МОМЕНТОВ ПРИ РЕШЕНИИ ЗАДАЧ ПЕРЕВОЗКИ ЛЕСНЫХ ГРУЗОВ

Псеровская Елена Дмитриевна
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Логистика, коммерческая работа и подвижной состав», СГУПС.
E-mail: pserovskaya@stu.ru

Чуйкова Ольга Юрьевна
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Логистика, коммерческая работа и подвижной состав», СГУПС.
Тел.: (383) 328-03-66.
E-mail: dcgr@bk.ru

Желдак Константин Валентинович
Сибирский государственный университет путей сообщения (СГУПС).
630049, г. Новосибирск, ул. Д. Ковальчук, 191.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Логистика, коммерческая работа и подвижной состав», СГУПС.
Тел.: (383) 328-03-66.
E-mail: dcgr@bk.ru

При перевозке короткоштабельных лесных грузов на специализированных платформах-«хлыстовозах» у грузоотправителей возникают проблемы с разработкой технической документации на размещение и крепление этих грузов, так как в нормативных документах отсутствуют данные о допускаемых изгибающих моментах в рамах таких платформ. В статье авторами предложен и обоснован метод расчета по распределению общей массы лесоматериалов по штабелям на платформе-«хлыстовозе», который может быть использован при перевозке других штабельных грузов.

Ключевые слова: *лесные грузы, изгибающие моменты; уравнение моментов.*

MATHEMATIC MODELING OF THE BENDING MOMENTS IN SOLVING TRANSPORTATION OF TIMBER CARGO

Pserovskaya Elena Dmitrievna
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Ph. D., associate professor, head of the department «Logistics, commercial work and rolling stock», SSTU.
E-mail: pserovskaya@stu.ru

Chuikova Olga Yurievna
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Logistics, commercial work and rolling stock», SSTU.
Phone: (383) 328-03-66.
E-mail: dcgr@bk.ru

Zheldak Konstantin Valentinovich
Sibirian State Transport University (SSTU).
191, st. D. Kovalchuk, Novosibirsk, 630049, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Logistics, commercial work and rolling stock», SSTU.
Phone: (383) 328-03-66.
E-mail: dcgr@bk.ru

In transit shortly stacking forest freights on specialized platforms-hlystovozakh consignors have problems with development of technical documentation on placement and fastening of these freights as in normative documents there are no data on the allowed bending moments in frames of such platforms. In work as authors the method of calculation for distribution of lump of forest products on stacks on a platform-hlystovoze which can be used when transporting other stacking freights is offered and reasonable.

Keywords: *timber, and bending moments, moments of the equation.*

УДК 658.5

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫМИ РИСКАМИ КАК ЭЛЕМЕНТ ПОВЫШЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ НА ТРАНСПОРТЕ

Аксенов Владимир Алексеевич
Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ).
127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, строение 9.
Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Техносферная безопасность», МИИТ.

Потапов Петр Николаевич
Департамент охраны труда, промышленной безопасности и экологического контроля ОАО «РЖД».
Первый заместитель начальника департамента охраны труда, промышленной безопасности и экологического контроля ОАО «РЖД».

Завьялов Антон Михайлович
Московский государственный университет путей сообщения (МИИТ).
125993, г. Москва ул. Часовая, д. 22, корп. 2.
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Железнодорожная автоматика, телемеханика и связь», заместитель начальника отдела информатизации Российской открытой академии транспорта, МИИТ.
Тел.: +7 (495) 799-95-17.
E-mail: zavant@gmail.com

Статья рассматривает возможность модернизации существующей системы управления охраны труда во взаимосвязи с используемой на сети железных дорог методологией управления ресурсами и рисками на всех этапах жизненного цикла объектов и техники на основе анализа надежности («УРРАН»). На практических примерах показана возможность использования системы управления профессиональными рисками в решении задач повышения безопасности производственных процессов на транспорте.

Ключевые слова: *управление рисками, система управления охраной труда, УРРАН.*

PROFESSIONAL RISK MANAGEMENT SYSTEM AS PART OF INCREASING SAFETY PROIZVODSTENNYH PROCESSES FOR TRANSPORT

Aksenov Vladimir Alekseevich
Moscow State Transport University (MSURE).
9-9, Obraztsova Str., 127994, Moscow, Russia.
Dr. Sci. Tech., professor, head of the departament «Technosphere Safety», MSURE.

Potapov Petr Nikolaevich
Department of health, safety and environmental control of JSC «Russian Railways».
First deputy head of the department of occupational safety, industrial safety and environmental control of JSC «Russian Railways».

Zavyalov Anton Mikhailovich
Moscow State Transport University (MSURE).

22-2, Chasovaya str., 127993, Moscow, Russia.
Ph. D., associate professor of the department «Railway automation, telemechanics nickname and communication», the deputy head of the department of information ROAP MSURE.
Phone: +7 (495) 799-95-17.
E-mail: zavant@gmail.com

The article examines the possibility of upgrading the existing control system of labor protection in relation to the used in the railway network methodology, resource management and risk management at all stages of the life cycle of facilities and equipment on the basis of reliability analysis (URRAN). Using practical examples, the possibility of using professional risk management system in the task of improving the safety of industrial processes and transport.

Keywords: *risk managment, OSH management system, URRAN.*

Уважаемые коллеги!

Редакция научно-технического журнала «Известия Транссиба» приглашает Вас публиковать результаты научных исследований по тематическим направлениям журнала:

– подвижной состав железных дорог;
– транспортная энергетика;
– информационные технологии, автоматика, связь, телекоммуникации;
– путь и искусственные сооружения;
– управление перевозочными процессами и безопасность движения поездов;
– организация производства на транспорте.

Материалы просим высылать ответственному секретарю редакционной коллегии журнала Захаренко Елене Игоревне по электронной почте: izvestia_transsiba@mail.ru

Правила представления рукописей научных статей
в научно-технический журнал «Известия Транссиба»

В редакцию предоставляются:

текст статьи на белой бумаге формата А4 в 2 экз., а также в электронном виде (на любом носителе или по e-mail), имя файла определяется по фамилии первого автора: фамилия.doc;

название статьи, аннотация, ключевые слова, название тематического раздела журнала, в который представляется статья (в отдельном файле – на русском и английском языках);

сведения об авторах в отдельном файле на русском и английском языках (фамилия, имя, отчество, ученая степень и звание, место работы с указанием почтового адреса, должность, контактные телефоны, e-mail для обратной связи);

один экземпляр текста статьи должен быть подписан всеми авторами.

Требования к рукописи статьи:

рукопись статьи должна содержать УДК (в левом верхнем углу, обычный, 12 пт), инициалы и фамилию (по центру, 11 пт), название статьи (по центру, прописными буквами, полужирный, 12 пт), аннотацию на русском языке (курсив, по ширине, 10 пт);

текст статьи должен быть набран в редакторе Word, размер страницы: формат А4 (210 × 297 мм);

размер полей: 20 мм (все четыре поля), размер и тип шрифта основного текста: Times New Roman, 12 пт;

размеры символов в формулах (Equation): обычный – 12 пт, крупный индекс – 7, мелкий – 5, крупный символ – 15, мелкий – 12 пт;

буквы латинского алфавита набираются курсивом, буквы греческого и русского алфавита, математические символы такие, например, как cos, sin, max, min, – прямым шрифтом;

текст в таблицах, подрисуночные подписи и названия таблиц набираются шрифтом Times New Roman, 10 пт;

межстрочный интервал одинарный, абзацный отступ – 0,75 см;

каждый рисунок дополнительно должен быть представлен в оригинальном файле (формат JPEG или TIFF, разрешение – не ниже 300 пикс/дюйм);

рисунки, выполненные в редакторе Word, должны быть вставлены как объект;

ссылки на литературу в тексте статьи указываются в квадратных скобках, список литературы имеет заголовок *Список литературы* (не более 10 наименований), библиографическое описание источников оформляется по требованиям ГОСТ 7.1-2003.

Рукописи статей, опубликованных ранее или переданных в другие издания, не принимаются.

Число соавторов не должно превышать трех человек. Рекомендуемый объем статьи – не менее пяти и не более 10 страниц. В ином случае вопрос по объему статьи необходимо согласовать с редакцией журнала. Иллюстрации, схемы, таблицы, включаемые в текст статьи, учитываются в общем объеме текста.

Авторы должны избегать повторения одних и тех же данных в таблицах, на графиках и в тексте статьи.

В случае представления двух или более статей одновременно необходимо указывать желательную очередность их публикации.

В случае возвращения статьи автору для устранения замечаний или для ее сокращения датой представления считается день получения редакцией журнала окончательного текста.

Принятые к публикации рукописи статей не возвращаются авторам.

Материалы, оформленные не в соответствии с указанными выше требованиями, не принимаются к публикации и не возвращаются.

По всем вопросам, связанным с подготовкой, представлением и публикацией материалов, необходимо обращаться в редакцию.

Редколлегия оставляет за собой право литературной редакции содержания статьи без согласования с авторами.

Научное издание

Научно-технический журнал «Известия Транссиба»

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

1. Бородин Анатолий Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
2. Ведрученко Виктор Родионович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
3. Горюнов Владимир Николаевич – д.т.н., ОмГТУ (Омск);
4. Гончар Игорь Иванович – д.ф.-м.н., ОмГУПС (Омск);
5. Демин Юрий Васильевич – д.т.н., НГАВТ (Новосибирск);
6. Ермоленко Дмитрий Владимирович – д.т.н., ВНИИЖТ (Москва);
7. Кандаев Василий Андреевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
8. Костюков Владимир Николаевич – д.т.н., НПЦ «Динамика» (Омск);
9. Кузнецов Андрей Альбертович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
10. Лебедев Виталий Матвеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
11. Медведев Владимир Ильич – д.т.н., СГУПС (Новосибирск);
12. Митрохин Валерий Евгеньевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
13. Мочалин Сергей Михайлович – д.т.н., СибАДИ (Омск);
14. Нехаев Виктор Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
15. Николаев Виктор Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
16. Овчаренко Сергей Михайлович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
17. Рауба Александр Александрович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
18. Сафронов Эдуард Алексеевич – д.т.н., СибАДИ (Омск);
19. Сидоров Олег Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
20. Сидорова Елена Анатольевна – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
21. Сковородников Евгений Иванович – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
22. Харламов Виктор Васильевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
23. Четвергов Виталий Алексеевич – д.т.н., ОмГУПС (Омск);
24. Шпалтаков Владимир Петрович – д.э.н., ОмГУПС (Омск).

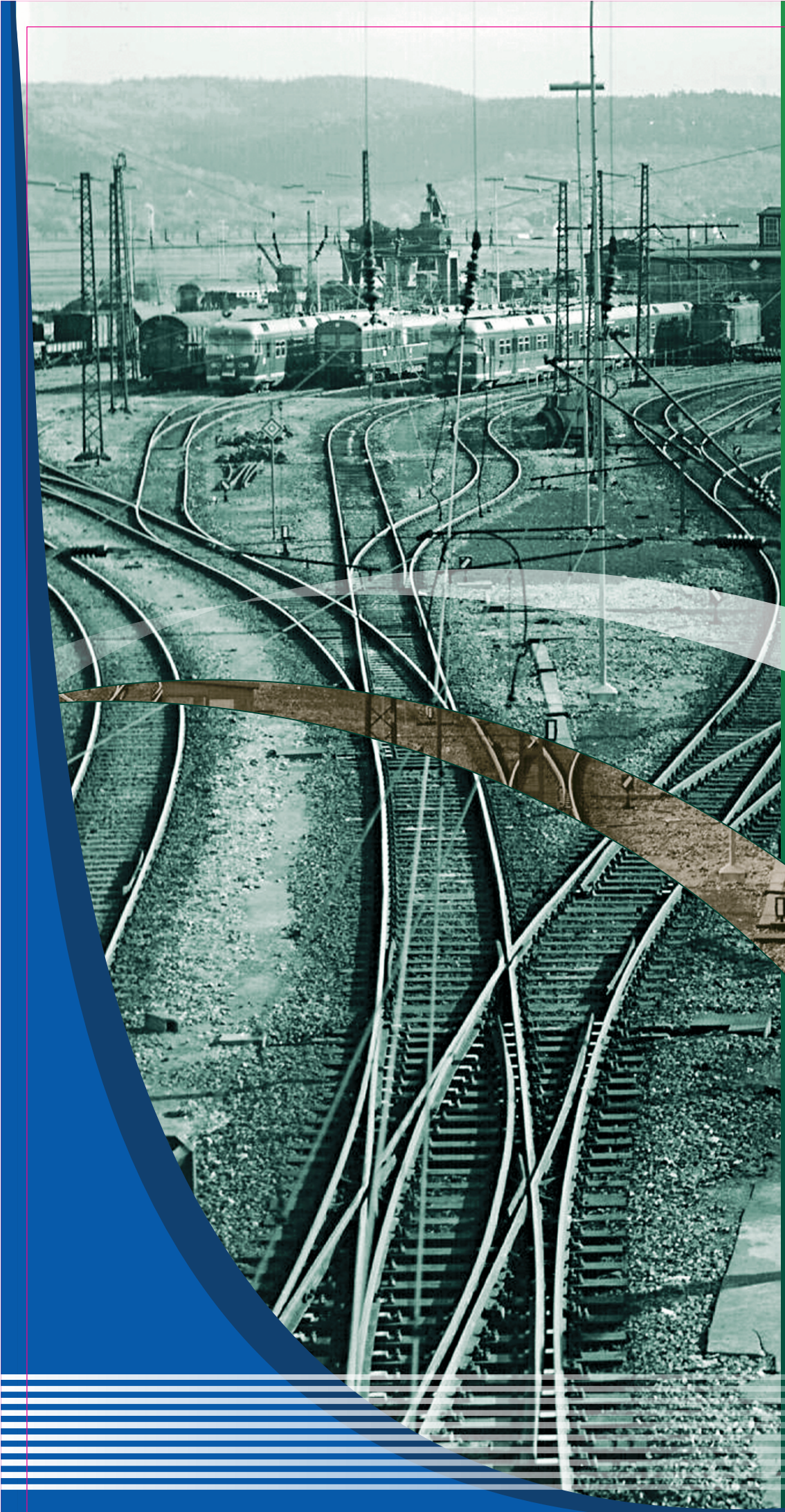
EDITORIAL BOARD

1. Borodin Anatoly Vasilyevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
2. Vedruchenko Victor Rodionovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
3. Gorjunov Vladimir Nikolaevich – D. Sc., OmSTU (Omsk);
4. Gonchar Igor Ivanovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
5. Demin Yuri Vasilyevich – D. Sc., NSAWT (Novosibirsk);
6. Ermolenko Dmitry Vladimirovich – D. Sc., JSC «VNIIZhT» (Moscow);
7. Kandaev Vasily Andreevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
8. Kostjukov Vladimir Nikolaevich – D. Sc., SPC «The dynamics» (Omsk);
9. Kuznetsov Andrey Albertovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
10. Lebedev Vitaliy Matveevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
11. Medvedev Vladimir Ilyich – D. Sc., SSTU (Novosibirsk);
12. Mitrokhin Valery Evgenyevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
13. Mochalin Sergei Mikhailovich – D. Sc., SibADI (Omsk);
14. Nekhaev Victor Alexeevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
15. Nikolaev Viktor Aleksandrovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
16. Ovcharenko Sergey Mikhailovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
17. Rauba Aleksander Aleksandrovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
18. Safronov Edward Alexeevich – D. Sc., SibADI (Omsk);
19. Sidorov Oleg Alexeevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
20. Sidorova Elena Anatolyevna – D. Sc., OSTU (Omsk);
21. Skovorodnikov Evgeny Ivanovich – D. Sc., OSTU (Omsk);
22. Kharlamov Viktor Vasilyevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
23. Chetvergov Vitaly Alexeevich – D. Sc., OSTU (Omsk);
24. Shpaltakov Vladimir Petrovich – D. Sc., OSTU (Omsk).

Редактор – Майорова Н. А.
Компьютерная верстка – Захаренко Е. И.

Научно-технический журнал «Известия Транссиба» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор) 3 июня 2009 г. Свидетельство о регистрации – ПИ № ФС77-36469.

Номер ISSN – 2220-4245.
Подписной индекс в общероссийском каталоге «Роспечать» – 66087.
Журнал включен в Перечень российских рецензируемых научных журналов, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук.

Адрес редакции (издательства): 644046, г. Омск, пр. Маркса, 35;
тел.: (3812) 31-05-54; e-mail: izvestia_transsiba@mail.ru

Подписано в печать 18.12.2013.
Тираж 500 экз.